

**В. А. МУНЦ  
Е. Ю. ПАВЛЮК  
А. С. ПРОШИН**

# **КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ**

Учебное пособие



Министерство науки и высшего образования  
Российской Федерации  
Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

**В. А. Мунц, Е. Ю. Павлюк, А. С. Прошин**

# Котельные установки и парогенераторы

---

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом  
Уральского федерального университета  
для студентов вуза, обучающихся по направлению  
13.03.01 — Теплоэнергетика и теплотехника

Екатеринбург  
Издательство Уральского университета  
2020

УДК 621.181(075.8)

ББК 31.361я73

М90

Рецензенты:

*Г. М. Дружинин*, д-р техн. наук, директор по науке и технике  
ОАО «ВНИИМТ»;

*С. М. Шанчуров*, д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой энер-  
гетики УГЛТУ

Научный редактор — д-р техн. наук, проф. *А. М. Дубинин*

**Мунц, В. А.**

М90 Котельные установки и парогенераторы : учебное пособие /  
В. А. Мунц, Е. Ю. Павлюк, А. С. Прошин ; М-во науки и высш.  
обр. РФ. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2020. — 208 с.

ISBN 978-5-7996-3145-1

В учебном пособии изложены основные принципы создания и устройства котель-  
ных установок и парогенераторов. Рассмотрены принципы расчета котлов. Проана-  
лизированы основы теплового и аэродинамического расчета котельных установок.

Издание предназначено бакалаврам, обучающимся по направлению 13.03.01 —  
Теплоэнергетика и теплотехника.

Библиогр.: 9 назв. Табл. 5. Рис. 97.

*Рисунки, размещенные в книге, предоставлены авторами.*

УДК 621.181(075.8)

ББК 31.361я73

ISBN 978-5-7996-3145-1

© Уральский федеральный  
университет, 2020



---

---

# Оглавление

---

---

<b>Введение.....</b>	<b>7</b>
 <b>Глава 1. Краткая история развития котлов.</b>	
<b>Классификация и типы паровых котлов .....</b>	<b>14</b>
1.1. Развитие котельных агрегатов в период до внедрения высоких параметров пара .....	14
1.2. Развитие котельных агрегатов на высокие параметры пара.....	27
Вопросы к главе 1 .....	34
 <b>Глава 2. Котельные установки .....</b>	<b>35</b>
2.1. Конструкция современного парового котла .....	35
2.2. Классификация паровых котлов и их маркировка .....	37
2.3. Вспомогательное оборудование котельных установок .....	42
Вопросы к главе 2 .....	46
 <b>Глава 3. Поверхности нагрева котлов .....</b>	<b>47</b>
3.1. Тепловосприятие поверхностей нагрева и конструкция топочных экранов.....	47
3.3. Конструкции пароперегревателей и их компоновка .....	52
3.3.1. Виды пароперегревателей.....	52
3.3.2. Методы газового регулирования температуры пара .....	60

3.4. Водяные экономайзеры .....	62
3.5. Воздухоподогреватели.....	65
Вопросы к главе 3 .....	71
<b>Глава 4. Водогрейные котлы .....</b>	<b>72</b>
Вопросы к главе 4 .....	87
<b>Глава 5. Котельное топливо, его технические характеристики .....</b>	<b>88</b>
5.1. Состав топлива и его теплота сгорания.....	88
5.2. Общие технические характеристики твердого топлива.....	92
5.3. Жидкое топливо .....	96
5.4. Газовое топливо.....	98
Вопросы к главе 5 .....	100
<b>Глава 6. Материальный и тепловой баланс процессов горения .....</b>	<b>101</b>
6.1. Теоретически необходимое количество воздуха и объемы продуктов сгорания .....	101
6.2. Энтальпия продуктов сгорания .....	108
6.3. Тепловой баланс процесса горения.....	111
Вопросы к главе 6 .....	115
<b>Глава 7. Тепловой расчет котла.....</b>	<b>116</b>
7.1. Температура газов на выходе из топки и степень черноты топки .....	116
7.2. Расчет теплообмена в топке.....	124
7.3. Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева .....	129
7.3.1. Основные уравнения .....	129
7.3.2. Коэффициент теплопередачи .....	132
7.3.3. Тепловой расчет чугунного экономайзера.....	139
Вопросы к главе 7 .....	142

<b>Глава 8. Топки и горелочные устройства .....</b>	<b>143</b>
8.1. Виды топочных устройств.....	143
8.2. Горелочные устройства промышленных и энергетических котлов .....	146
8.3. Конструкции мазутных форсунок .....	151
8.3.1. Механические форсунки .....	151
8.3.2. Ротационная форсунка.....	152
8.3.3. Пневматические форсунки .....	153
8.4. Слойные топки.....	154
8.5. Подготовка твердого топлива к сжиганию.....	156
8.5.1. Свойства угольной пыли .....	156
8.5.2. Системы пылеприготовления .....	159
8.5.3. Пылеприготовительное оборудование .....	163
8.6. Пылеугольные топки.....	168
8.6.1. Сжигание высокорекреакционных топлив .....	168
8.6.2. Сжигание низкорекреакционных топлив .....	176
Вопросы к главе 8 .....	180
 <b>Глава 9. Сокращение вредных выбросов в окружающую среду режимными методами .....</b>	 <b>181</b>
Вопросы к главе 9 .....	186
 <b>Глава 10. Аэродинамический расчет котельных установок .....</b>	 <b>187</b>
10.1. Расчет газового тракта.....	188
10.1.1. Общий порядок расчета.....	188
10.1.2. Сопротивление ширмового пароперегревателя .....	190
10.1.3. Сопротивление поперечно-омываемого коридорного пучка труб.....	191
10.1.4. Сопротивление поперечно омываемого шахматного пучка труб .....	192
10.1.5. Сопротивление чугунного ребристого водяного экономайзера .....	192
10.1.6. Сопротивление трубчатого воздухоподогревателя .....	193

10.1.7. Сопротивление газоходов.....	195
10.1.8. Сопротивление дымовой трубы .....	198
10.1.9. Самотяга .....	200
10.1.10. Расчет перепада полных давлений по газовому тракту.....	202
10.2. Выбор тягодутьевого оборудования.....	203
Вопросы к главе 10 .....	205
<b>Список библиографических ссылок .....</b>	<b>206</b>

---

# Введение

---

Электрическая станция представляет собой промышленное предприятие для выработки электрической энергии. Основную долю электрической энергии в России и большинстве крупных экономически развитых стран мира производят на тепловых электрических станциях (ТЭС), использующих для этого химическую энергию сжигаемого органического топлива. Паротурбинные электростанции обладают огромной мощностью, однако эффективность использования теплоты сжигаемого топлива относительно невысокая — не более 42 %, в силу физических свойств рабочей среды — воды и пара, рис. В.1.

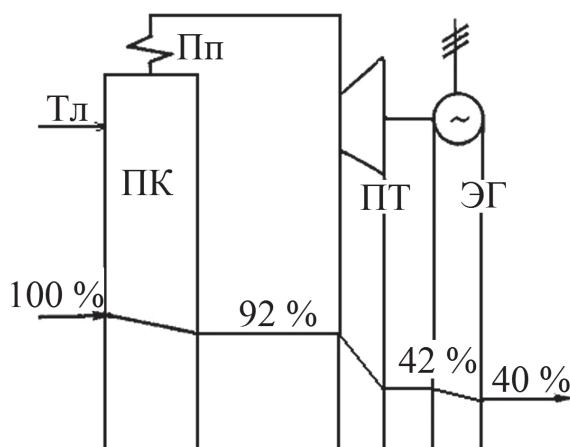


Рис. В.1. Эффективность преобразования энергии топлива в электрическую энергию:

Тл — топливо; ПК — паровой котел; Пп — пароперегреватель; ПТ — паровая турбина; ЭГ — электрогенератор

Основным типом тепловой электрической станции на органическом топливе являются паротурбинные электростанции, которые делятся на конденсационные (КЭС), вырабатывающие только электри-

ческую энергию, и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), предназначенные для выработки тепловой и электрической энергии.

Основными тепловыми агрегатами паротурбинной КЭС являются паровой котел и паровая турбина (рис. В.2). Паровой котел представляет собой систему поверхностей нагрева, производящую пар из непрерывно поступающей в него воды путем использования тепла, выделяющегося при сжигании топлива. Поступающую в паровой котел воду называют *питательной*. Питательная вода в котле подогревается до температуры насыщения, затем испаряется, а полученный насыщенный пар перегревается.

Полученный перегретый пар высокого давления поступает в турбину, где его тепловая энергия превращается в механическую энергию вращающегося вала турбины, который связан с электрическим генератором. В электрогенераторе механическая энергия на основе закона Фарадея превращается в электрическую.

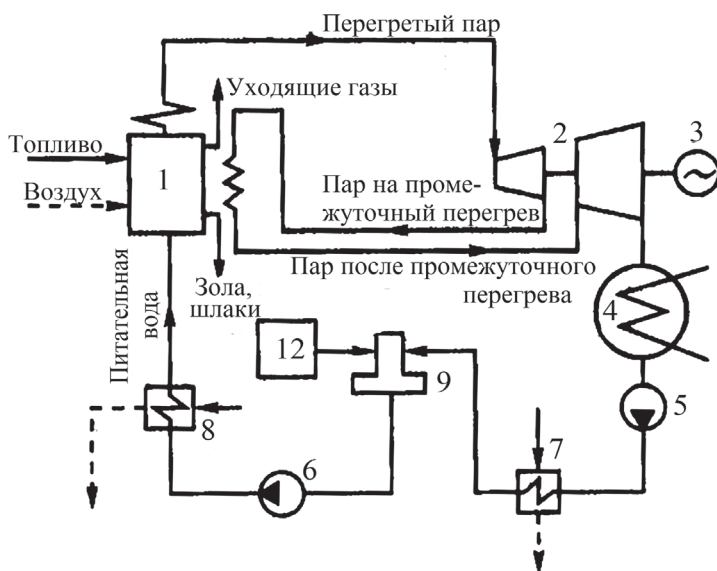


Рис. В.2. Простейшая тепловая схема КЭС:

- 1 — паровой котел; 2 — паровая турбина; 3 — электрический генератор;  
4 — конденсатор; 5 — конденсатный насос; 6 — питательный насос; 7 — ПНД;  
8 — ПВД; 9 — деаэратор; 12 — водоподготовительная установка

На рис. В.3 в  $T$ - $S$ -диаграмме представлен цикл паросиловой установки с промежуточным перегревом пара и без него.

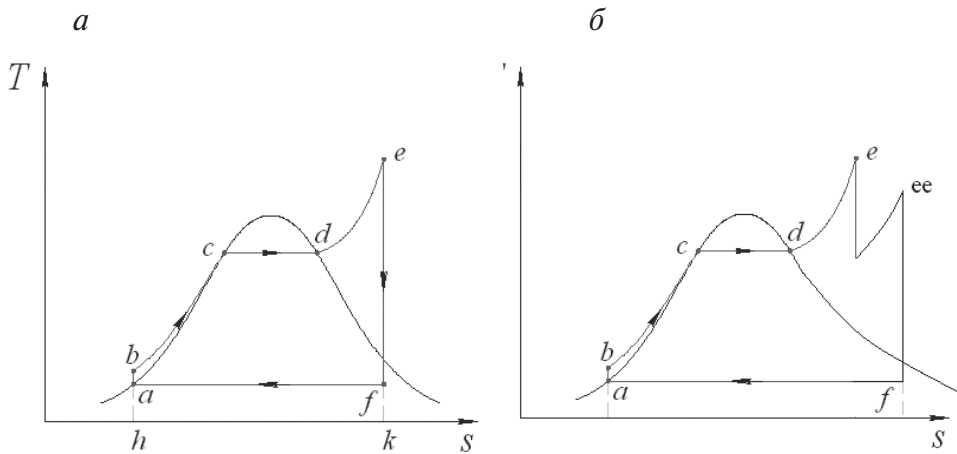


Рис. В.3. Цикл паросиловой установки:  
 а — при перегретом паре; б — с промежуточным перегревом пара

На современных КЭС с агрегатами единичной электрической мощности 100 МВт и выше применяют промежуточный перегрев пара, при котором частично отработавший пар из ступеней турбины возвращают в паровой котел. Обычно применяют однократный промежуточный перегрев пара (см. рис. В.2), обеспечивающий заметное повышение работоспособности пара. В некоторых установках большой мощности применяют двойной промежуточный перегрев. Промежуточный перегрев пара (рис. В.3) увеличивает КПД турбинной установки и, соответственно, снижает удельный расход пара на выработку электроэнергии и расход топлива на паровой котел. Промежуточный перегрев пара снижает влажность пара в последних ступенях низкого давления турбины и тем самым уменьшает эрозионный износ лопаток. Отработавший пар из турбины поступает в конденсатор, где теплота конденсации пара передается охлаждающей воде и далее рассеивается в окружающей среде. Полученный конденсат перекачивают конденсатными насосами через подогреватели низкого давления в деаэратор, где конденсат доводится до кипения при давлении деаэратора, освобождаясь при этом от растворенных в воде газов (главным образом от коррозионно-опасных кислорода и углекислоты). Сюда же поступает очищенная добавочная вода, компенсирующая потери пара и конденсата в цикле. Из деаэратора вода питательным насосом через подогреватели высокого давления подается в паровой котел под давлением, превышающим давление пара на выходе из котла. Подогрев конденсата

в подогревателях низкого давления и питательной воды в подогревателях высокого давления производится теплотой конденсирующегося пара, отбираемого из ступеней турбины. Этот процесс называют регенеративным подогревом воды. Регенеративный подогрев заметно повышает КПД паротурбинной установки. Таким образом, на КЭС (см. рис. В.2) паровой котел в основном питается конденсатом производимого им пара.

Принципиальная схема ТЭЦ (рис. В.4) отличается от вышеописанной схемы КЭС дополнительным отбором части пара из турбины на теплофикацию жилого района (получение теплоты в виде горячей воды на отопление и другие нагрузки), а также на производственные нужды. При этом уменьшаются расход пара в конденсатор и связанные с ним тепловые потери.

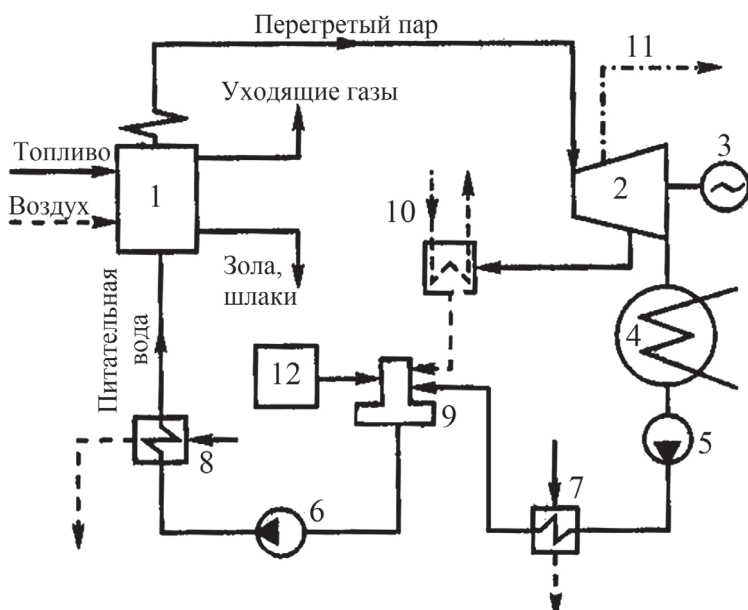


Рис. В.4. Простейшая тепловая схема ТЭЦ:

- 1 — паровой котел; 2 — паровая турбина; 3 — электрический генератор;  
 4 — конденсатор; 5 — конденсатный насос; 6 — питательный насос; 7 — ПНД;  
 8 — ПВД; 9 — деаэрактор; 10 — подогреватель сетевой воды;  
 11 — отбор пара из турбины; 12 — водоподготовительная установка

Тенденции развития паровых котлов — это увеличение единичной мощности, повышение начального давления пара и его температуры,



применение промежуточного перегрева пара, полная механизация и автоматизация управления, изготовление и поставка оборудования крупными блоками для облегчения и ускорения монтажа.

С применением пара сверхкритического давления ( $p = 25,5$  МПа) и перегрева пара ( $t_{\text{пп}} = 545\text{--}565$  °С) развитием регенерации тепла тепловая экономичность ТЭС приблизилась к своему термодинамическому пределу (КПД около 42 %). Дальнейшее повышение начальных параметров пара уже почти не изменяет тепловую экономичность паротурбинных блоков, но сильно увеличивает их стоимость из-за применения более высоколегированных и дорогостоящих сталей. Осложняется при этом и сохранение уже достигнутых показателей надежности.

Исходя из обеспечения электроэнергией потребителей, которые имеют резкопеременные нагрузки в пределах суточного и недельного графиков, необходимым становится создание маневренного энергооборудования. Оно позволяет изменить нагрузку многократно в течение недели и за короткое время. Этим задачам отвечают комбинированные *парогазовые установки* (ПГУ), представляющие различное сочетание паротурбинной (ПТУ) и газотурбинной (ГТУ) установок.

Тепловая схема парогазовой установки с котлом-утилизатором представлена на рис. В5. Выхлопные газы газотурбинного агрегата 1 поступают в котел-утилизатор 2. В секции высокого давления 3 этого котла вырабатывается пар для паровой турбины 5. Для более полной утилизации теплоты выхлопных газов ГТА котел-утилизатор имеет секцию низкого давления 4, в которой подогревается конденсат паровой турбины и вырабатывается пар низкого давления для паровой турбины и греющий пар для деаэратора. Автономная работа газотурбинного агрегата и пусковые режимы установки обеспечиваются с помощью выхлопной трубы 6 и отключающей арматуры 7.

Параметры пара, получаемого в котлах-утилизаторах первых ПГУ этого типа, составляют приблизительно 3 МПа и 400 °С. Котлы-утилизаторы современных ПГУ КУ вырабатывают пар с давлением 11 МПа и температурой 540 °С. На некоторых установках предусмотрен промежуточный перегрев пара. По мере дальнейшего увеличения температуры выхлопных газов ГТА будут повышаться и параметры пара, получаемого в котлах-утилизаторах. Созданию ПГУ КУ предшествовало освоение высокотемпературных газовых турбин и котельных труб с поперечным оребрением. Дело в том, что при температуре уходящих газов

из ГТУ в  $560\text{ }^{\circ}\text{C}$  при требуемой температуре перегретого пара в  $540\text{ }^{\circ}\text{C}$  температурный напор чрезвычайно мал, что требует существенного увеличения поверхности теплообмена.

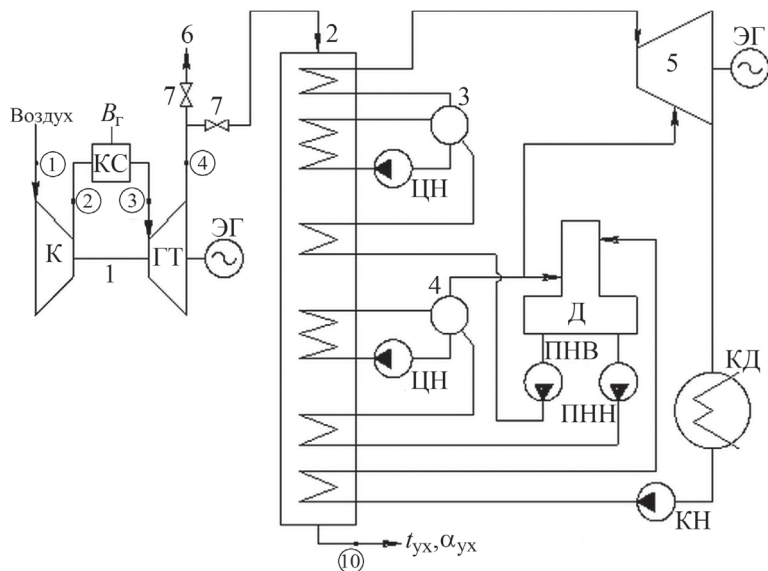


Рис. В.5. Принципиальная тепловая схема ПГУ КУ:

1 — газотурбинный агрегат; 2 — котел-утилизатор; 3 — секция высокого давления; 4 — секция низкого давления; 5 — паровая турбина; 6 — выхлопная труба;

7 — переключающая арматура; К — компрессор; КС — камера сгорания; ГТ — газовая турбина; Д — деаэратор; КД — конденсатор; КН — конденсатный насос; ПНВ — питательный насос высокого давления; ПНН — питательный насос низкого давления; ЦН — циркуляционные насосы; ЭГ — электрогенератор

На рис. В.6 в  $T, S$ -координатах показан идеальный цикл парогазовой установки с котлом-утилизатором. Верхний цикл, цикл газотурбинной установки, обозначен цифрами 1 2 3 4, а нижний цикл, цикл паротурбинной установки, — буквами  $abcdef$ . Часть отводимой из верхнего цикла теплоты подводится к нижнему циклу. Другая часть этой теплоты теряется в атмосфере. Верхний цикл (ГТУ) — единственный источник теплоты для нижнего цикла (ПТУ).

В системах централизованного теплоснабжения широко используются котельные с паровыми и водогрейными котлами. Водогрейные котлы, как правило, обеспечивают подогрев воды от  $70$  до  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$  (иногда до  $115$ ,  $130$  и  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), рис. В.7.

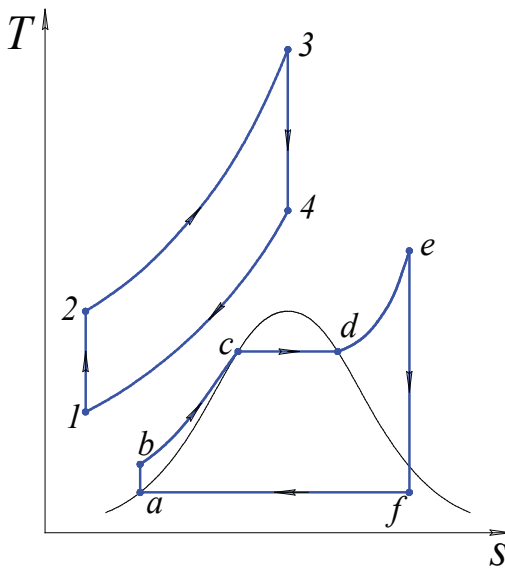


Рис. В.6. Идеальный цикл  
ПГУ КУ

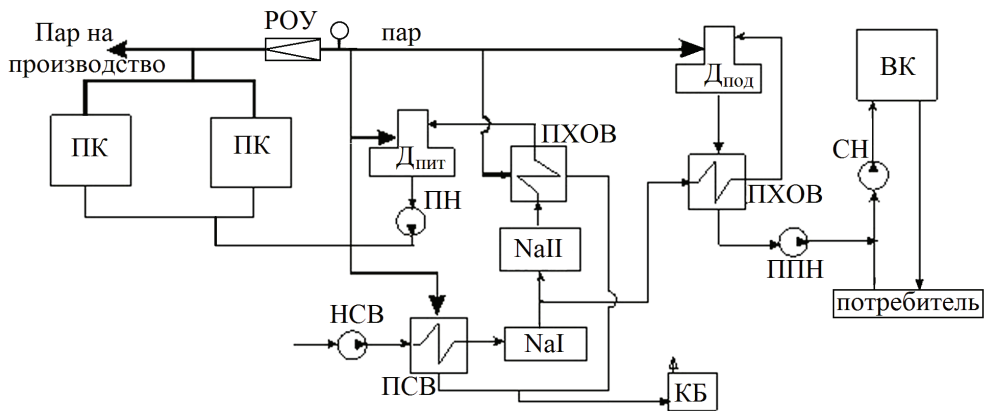


Рис. В.7. Тепловая схема котельной с паровыми и водогрейными котлами

ПК — паровой котел; РОУ — редукционно-охладительная установка;  
 $D_{\text{пит}}$ ,  $D_{\text{под}}$  — питательный и подпиточный деаэратеры, соответственно;  
 ВК — водогрейный котел; ПХОВ — подогреватель химочищенной воды; ПСВ —  
 подогреватель сырой воды; НСВ — насос сырой воды; ПН — питательный насос;  
 СН — сетевой насос; ППН — подпиточный насос; КБ — конденсатный бак;  
 NaI, NaII — Na-катионитовые фильтры первой и второй ступени соответственно

Таким образом, котельные установки различного типа являются основным оборудованием предприятий для выработки тепловой и электрической энергии. Об их историческом развитии и основных технологических принципах работы пойдет речь в следующих главах.

---

# Глава 1. Краткая история развития котлов. Классификация и типы паровых котлов

---

## 1.1. Развитие котельных агрегатов в период до внедрения высоких параметров пара

---

**П**ервые паровые котлы выглядели как частично заполненные водой сосуды, обогреваемые снаружи. Форма этих сосудов была различной, но наиболее приспособленной для восприятия внутреннего давления и вместе тем позволяющей дать значительную величину поверхности нагрева. Самой удачной оказалась форма удлиненного горизонтального цилиндра (рис. 1.1). Рост поверхности нагрева цилиндрического котла за счет увеличения размеров основного цилиндра приводил к значительному возрастанию габаритов и веса котла. Потому уже в начальный период развития паровых котлов были начаты поиски других путей увеличения поверхности нагрева. Два направления оказались перспективными и определили развитие паровых котлов более чем на 100 лет. Первым было создание дополнительных поверхностей нагрева в виде труб, обогреваемых топочными газами изнутри и расположенных внутри основного цилиндра (*газотрубные котлы*); вторым — присоединение к основному цилиндру системы труб, расположенных вне его и обогреваемых снаружи (*водотрубные котлы*).

Газотрубные котлы создавались путем расположения в водяном пространстве основного, обычно горизонтального цилиндра, параллельно оси его одной-двух, реже — трех труб большого диаметра — 500–800 мм (*жаротрубные* котлы, рис. 1.2) или целого пучка труб малого диаметра — 50–150 мм (*дымогарные* котлы). Эти трубы укреплялись в днищах основного барабана и продукты сгорания — топочные газы — проходили по трубам, обогревая их изнутри.

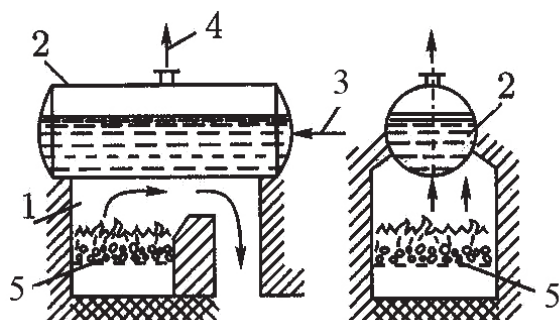


Рис. 1.1. Цилиндрический котел [3]

1 — топка, 2 — барабан-сепаратор, 3 — вход воды в котел, 4 — выход пара, 5 — колосниковая решетка

Наибольшее распространение получили котлы с жаровыми трубами, строившиеся с начала XIX века и почти до настоящего времени. Значительным преимуществом этих котлов было размещение топки (обычно ручной колосниковой решетки) внутри жаровых труб. Топочное пространство при этом было окружено со всех сторон высокоэффективной радиационной поверхностью нагрева, что позволяло сильно охлаждать газы в пределах топки и исключало необходимость в дорогой и требовавшей частых ремонтов огнеупорной кладки.

Недостатком жаротрубных котлов являлась ограниченная возможность увеличения полной поверхности нагрева (жаровых труб и обогреваемой части основного цилиндра). Так, для котлов с двумя жаровыми трубами максимальная поверхность нагрева составляла примерно  $120 \text{ м}^2$ . Это ограничивало производительность котла, которая к тому же лимитировалась и размерами решетки, размещавшейся в жаровых трубах. Поэтому даже на высококачественном угле жаротрубные котлы давали пара не более 2–2,5 т/ч; при низкокачественном топливе эту нагрузку можно было получать лишь при выносных топках, что сильно увеличивало и без того значительную площадь, которую занимал котел, рис. 1.3.

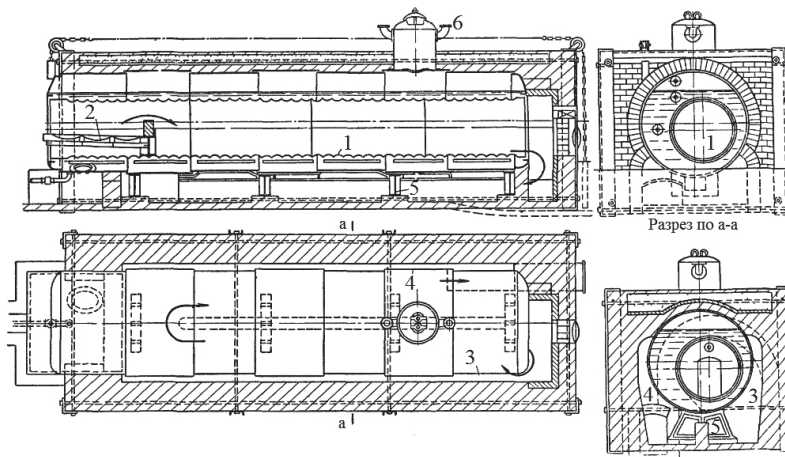


Рис. 1.2. Котел с жаровой трубой [3]

1 — жаровая труба; 2 — топка; 3 второй ход дымовых газов;  
4 — третий ход дымовых газов; 5 — стулья, 6 — сухопарник

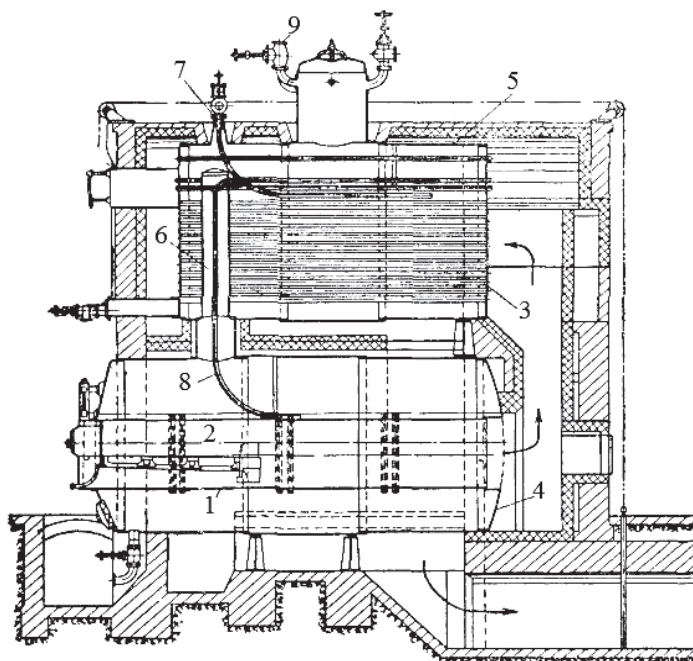


Рис. 1.3. Комбинированный жаротрубнодымогарный котел:

1 — жаровая труба; 2 — топка; 3 — дымогарные трубы; 4 — нижний барабан;  
5 — верхний барабан; 6 — труба, соединяющая паровые пространства  
барабанов; 7 — ввод питательной воды; 8 — труба, подводящая воду  
из верхнего барабан в нижний; 9 — отвод пара из котла

Котлы с дымогарными трубками позволяли разместить в единице объема основного барабана большую поверхность нагрева, что позволяло при более коротком барабане иметь общую поверхность нагрева до 150–180 м<sup>2</sup>. Еще большую поверхность (до 300 м<sup>2</sup>) имели комбинированные стационарные котлы, в которых топки размещались в жаровых трубах, а более глубокое охлаждение газов осуществлялось в пучке дымогарных труб (рис. 1.3). Однако и с помощью таких котлов было трудно получить паропроизводительность свыше 4 т/ч, главным образом из-за ограниченности габаритов топки. Только в паровозных котлах благодаря этой технологии паропроизводительность была значительно увеличена (например, в котле паровоза ФД 1931 г. до 20 т/ч). Это достигалось путем чрезмерного усложнения конструкции топки (рис. 1.4), имевшей форму прямоугольной коробки с плоскими стенками, укрепленными сотнями связей, так и путем форсировки котла, приводившей к сильному снижению его КПД (при полной нагрузке даже в котлах 1930–1950 гг.  $\eta = 65\text{--}70\%$ ).

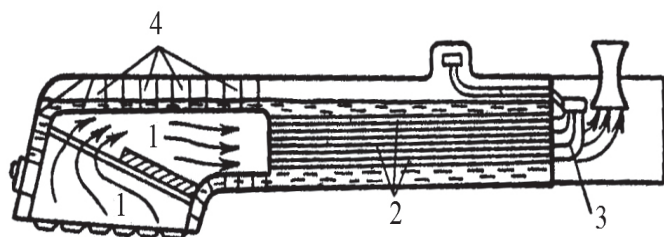


Рис. 1.4. Схема паровозного котла серии ФД:

- 1 — топочная камера с плоскими стенками;
- 2 — пучок дымогарных труб;
- 3 — трубки пароперегревателя;
- 4 — связи, укрепляющие плоские стенки

Весьма ограниченными были возможности повышения давления в связи с большим диаметром основного барабана и трудностями производства прочных днищ (особенно в дымогарных котлах). Не подходили эти котлы и для получения пара высокой температуры, так как перегреватель удобно было размещать только после жаровых труб, т. е. в зоне низких температур газов.

*Водотрубные котлы* начали разрабатываться несколько позднее и оказались более перспективными.

Сначала увеличение поверхности нагрева осуществлялось присоединением к основному цилиндру — барабану — нескольких труб большого диаметра. Это давало лишь ограниченное развитие поверхности нагрева при заметном увеличении габаритов котла.



Более эффективным оказалось присоединение к барабану целого пучка труб малого диаметра (собственно водотрубные котлы).

Вопрос о методе присоединения этих труб к барабану на протяжении длительного времени решался двумя путями. Первый характеризовался присоединением концов труб, обычно прямых, слабо наклоненных к горизонту, к специальным сборникам (камерам, секционным коробкам), расположенным под основным барабаном и соединенным с ним (горизонтально-водотрубные котлы).

В начальный период развития горизонтально-водотрубных котлов для объединения труб применялись плоские камеры (рис. 1.5), стенки которых соединялись между собой многочисленными связями. Две таких камеры присоединялись к барабану специальными «воротниками» и имели различную высоту, что обеспечивало пучку труб должный наклон (обычно  $10\text{--}15^\circ$ ). Образующийся в наклонных трубах пар поднимался к верхней (обычно передней) камере, увлекая с собой воду, и через камеру поднимался в барабан. Вода отделялась в барабане от пара и смешивалась с подаваемой в барабан питательной водой, опускалась по задней камере и распределялась по трубам.

Таким образом, циркуляционный контур котла состоял из барабана, задней камеры, пучка труб, передней камеры и барабана.

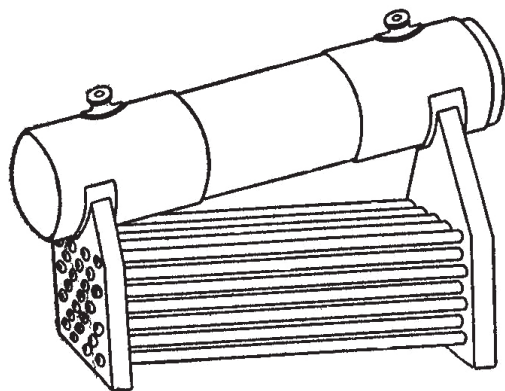


Рис. 1.5. Схема двухкамерного горизонтально-водотрубного котла

Трубы закреплялись в отверстиях стенки камеры путем развальцовки; для введения вальцовочного инструмента в противоположной стенке камеры имелось против каждой трубы отверстие, закрывавшееся специальным затвором. Эти же отверстия служили для осмотра и очистки внутренней поверхности труб от накипи, что имело большое значение, поскольку в конце XIX в. котлы питались необработанным



ной водой. В этих условиях слой накипи нарастал довольно быстро и, несмотря на частые остановки котлов для внутренней очистки, повреждения труб из-за перегрева металла (пережог труб) были обычным явлением.

Наличие отверстий в камерах позволяло извлекать поврежденные трубы и ставить новые снаружи, т. е. вскоре после спуска воды из котла, не дожидаясь полного остывания кирпичной кладки топки.

Для улучшения теплообмена между газами и трубным пучком применялись кирпичные перегородки, разделявшие пучок труб на несколько газоходов. Это удлиняло путь газов и увеличивало скорость газового потока.

Большим недостатком первых горизонтальных водотрубных котлов являлось наличие плоских камер с многочисленными связями, сложных в изготовлении, индивидуальных для каждого типоразмера котла. Кроме того, размеры камер (следовательно, ширина котла) были ограничены габаритами железнодорожного транспорта.

Значительным шагом вперед явилось применение взамен сплошных камер секционных коробок, объединявших только один (редко — два) ряда труб по высоте. Это нововведение обеспечило возможность собирать из нормализованных секций котлы различной поверхности и при сборке котла из секций на месте позволило избежать ограничения развития котла по ширине (рис. 1.6).

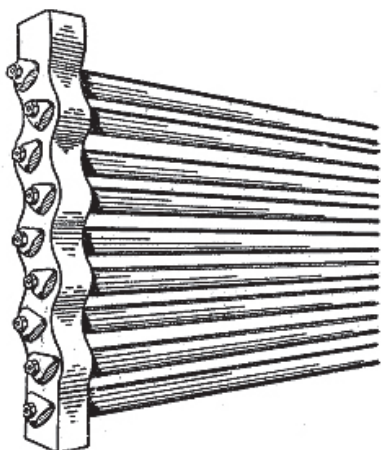


Рис. 1.6. Змеевидная камера секционного котла с кипятельными трубами

В камерных котлах трубки обычно располагались в шахматном порядке; в секционных котлах для получения расположения, близкого к шахматному, применялась змеевидная форма коробок (рис. 1.7).

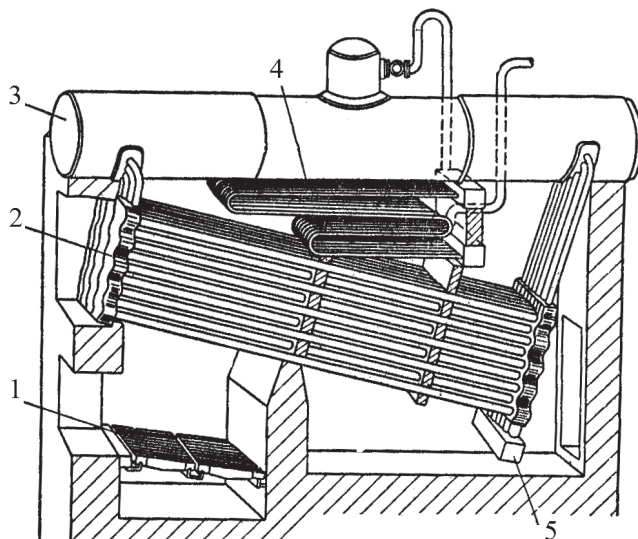


Рис. 1.7. Схема секционного горизонтального водотрубного котла с продольным барабаном:

- 1 — колосниковая решетка; 2 — секции;
- 3 — барабан; 4 — пароперегреватель;
- 5 — грязевик

Второе направление развития водотрубных котлов, получившее широкое развитие несколько позднее (начало XX века), сводилось к непосредственному присоединению крутонаклоненных пучков труб к нескольким барабанам, соединяемым самими пучками труб в одно целое (вертикально-водотрубные котлы) рис. 1.8. Значительным преимуществом таких котлов являлась возможность доступа к концам труб из барабана для их завальцовки и очистки, размеры которого  $D = 800\text{--}1500$  мм обеспечивали доступность внутренней полости и возможность работы внутри. Это позволяло заменить многочисленные (по два на каждую трубу), дорогие и трудно уплотняемые лючковые затворы камер или секций одним лазом с размером, достаточным для того, чтобы сквозь лаз мог пролезать человек (обычно овальное отверстие  $300 \times 400$  мм в днище барабана).

Вертикально-водотрубные котлы занимали меньшую площадь пола, и циркуляция воды в них могла быть обеспечена лучше, чем в горизонтально-водотрубных котлах с малым углом наклона труб к горизонту и сильным сужением проходного сечения для воды и пароводяной смеси в коробках секции и трубах, соединяющих их с барабаном. Однако смена труб в вертикально-водотрубных котлах была затруднительнее, особенно для труб, расположенных в глубине пучка, и проводилась из газоходов, т. е. только после полного остывания кладки.

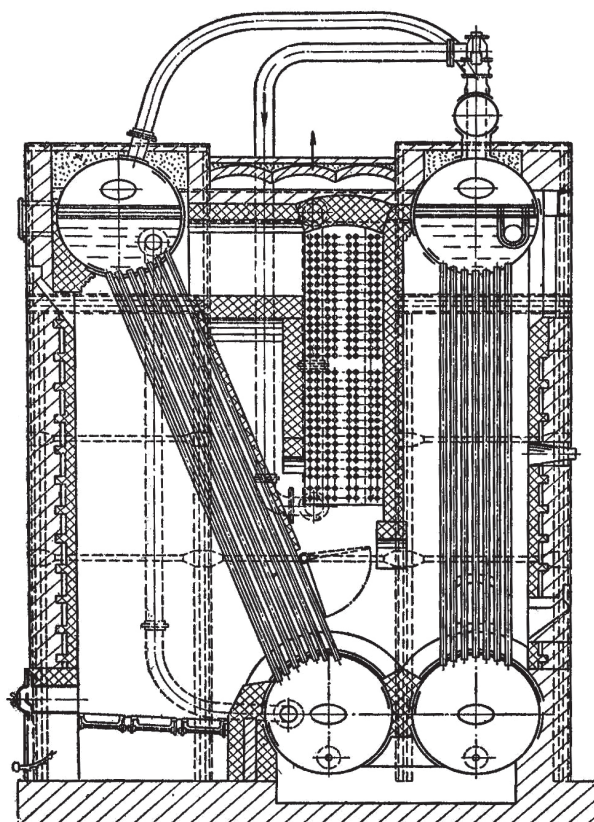


Рис. 1.8. Четырехбарабанный вертикально-водотрубный котел

Первое время и в этих котлах стремились сохранить плотный пучок прямых труб, однако скоро перешли на применение труб с изогнутыми концами, что позволило иметь радиальный вход трубы в стенку барабана, обеспечивавший надежную развальцовку концов трубы и уменьшение напряжения в трубах при их неодинаковом удлинении. К этому времени (1905–1910 гг.) уже были разработаны шарошки на гибком валу, позволившие проводить очистку внутренней поверхности изогнутых труб.

Развитие поверхности нагрева шло не только за счет самого котла. Уже в середине XIX века появились водяные экономайзеры — поверхности нагрева (рис. 1.9), обогреваемые отходящими газами котлов и служившие для подогрева воды, поступающей в эти котлы. Применение экономайзеров оказалось очень эффективным, так как температурный напор в них был выше, чем у котла, а сами экономайзеры выполнялись из дешевого чугунного литья.

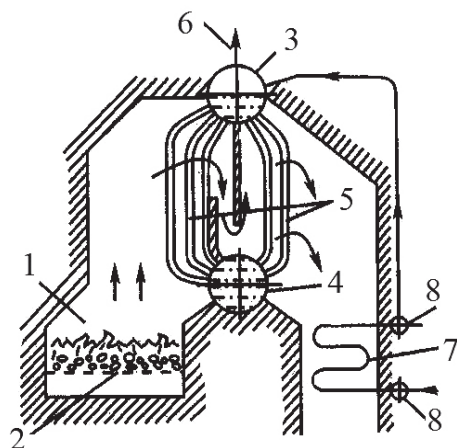


Рис. 1.9. Двухбарабанный вертикальный водотрубный котел [6]:

- 1 — топка, 2 — барабан-сепаратор,
- 3 — нижний барабан,
- 4 — выход пара, 5 — коллектор,
- 7 — экономайзер,
- 10 — колосниковая решетка,
- 12 — вход воды в котел

Экономайзеры получили широкое распространение и к концу XIX в. большинство крупных котельных установок было оборудовано именно ими.

Первоначально экономайзеры устанавливали в газоходах, отводящих газы от целой группы котлов к дымовым трубам, но к началу XX века начался переход к индивидуальным экономайзерам, составлявшим часть котла и органически соединенным с ним.

Установленная к 1860 г. целесообразность перегрева пара потребовала введения для этой цели специальных поверхностей нагрева — пароперегревателей. Вначале применялся небольшой перегрев пара, и только начиная с начала XX в. введение для паровых машин минеральных смазочных масел позволило поднять температуру пара до 360–375 °С.

Увеличение мощности котлов и соответственный рост расхода топлива сделали невозможным ручную подачу угля в топку, поэтому в конце XIX века начинается широкое применение механизированных и полумеханизированных топочных устройств, из которых наибольшее распространение для крупных по тому времени установок приобретают цепные решетки, а в США — топки с нижней подачей. Таким образом, на пороге XX в. оформились котельные агрегаты, включавшие механизированное топочное устройство, собственно котел (испаритель), пароперегреватель и водяной экономайзер.

До этого времени паровые котлы обслуживали индивидуальные паросиловые установки, мощность которых была ограничена нагрузкой потребителей, расположенных, как правило, в этом же здании — в пре-

делах радиуса действия ременной или канатной передачи. Крупные предприятия имели ряд отдельных паросиловых установок, и мощность каждой котельной оставалась небольшой.

Положение резко изменилось с началом внедрения электрической энергии. Уже в первые десятилетия строительства электростанций (1882–1900 гг.) выявилась возможность обслуживания от одной станции большого числа промышленных предприятий и целых районов большого города. Значительно возросла потребность в электроэнергии для освещения и особенно для бурно развивавшегося электрического городского транспорта (трамвай). Все это привело к возникновению потребности в центральных электрических станциях большой мощности.

Уже в 1900 г. в США были построены первые крупные станции с паровыми машинами единичной мощностью около 3 МВт, требовавшие при существующем уровне экономичности паросиловых установок до 600 т/ч пара. Между тем обычные котлы того времени имели паропроизводительность только 5–6 т/ч и лишь в отдельных случаях — до 10–11 т/ч. Это вынуждало устанавливать на одной электростанции до 100 котлов и более.

Положение стало еще более напряженным в последующие годы, когда на смену громоздкой поршневой паровой машине пришла быстроходная и малогабаритная паровая турбина. С ее появлением на электростанциях единичная мощность паровых двигателей начала быстро расти и в конце первого десятилетия XX века достигла 15 МВт, а к 1916 г. — уже 50 МВт.

Это привело к острой необходимости резкого увеличения единичной мощности котлоагрегатов, что в условиях недостаточной изученности рабочих процессов котлов и отсутствия надежных методов расчета их паропроизводительности представляло собой достаточно трудную задачу.

Первые попытки решения этой задачи путем механического увеличения поверхности нагрева самого котла до 800–1000 м<sup>2</sup> не дали результата из-за недостаточной мощности топочных устройств.

Усовершенствование цепных решеток и топок с нижней подачей и значительное развитие лучевоспринимающей поверхности секционных котлов за счет использования всей длины труб первого ряда позволили довести максимальную паропроизводительность к 1910 г. до ~25 т/ч. Однако дальнейшее увеличение паропроизводительности

сти требовало иного подхода к конструированию котельных агрегатов и подведения под котлостроение научной базы.

До начала XX в., а в значительной степени и до первой мировой войны расчеты котлов основывались на сугубо эмпирических зависимостях «допустимого съема пара с единицы поверхности нагрева» и «допустимой форсировки поверхности решетки». Поверхность нагрева котла, требуемая для получения данной паропроизводительности, определялась исходя из соотношения значений  $D/F$ , установленных эмпирически для данного типа котла.

Поверхность пароперегревателя принималась равной определенному проценту от поверхности котла, так же определялась и поверхность нагрева экономайзера. Далее по опытным данным задавался КПД котла и исходя из него определялся расход топлива и по опытным данным  $B/R$  подбирались нужные размеры решетки. Естественно, такой способ «расчета» был пригоден для установившихся типов котельного оборудования, но оказался неприемлемым для решения поставленной задачи — создания нового типа котлоагрегата.

Еще на рубеже XIX–XX вв. большинство теплотехников полагало, что теплопередача от газов к воде в значительной степени определяется условиями теплообмена от стенки к кипящей воде. В связи с этим широкое распространение имели всевозможные устройства для форсировки котлов путем увеличения скорости циркуляции воды в котле. Предполагалось, что при большой скорости воды смывается паровая пленка, якобы образующаяся на поверхности нагрева.

Вместе с тем представление о значительной роли паровой пленки, размеры и термическое сопротивление которой не поддавались точному определению, исключало использование для расчета теплопередачи в газоходах паровых котлов данных о теплоотдаче от газа к стенке, уже существовавших к тому времени.

Только в 1905 г. В. И. Гриневецкий создал первый научно обоснованный метод расчета паровых котлов, основанный на обобщении имевшихся в то время данных по теплообмену. В частности, он показал, что даже при отсутствии вынужденного движения кипящей воды термическое сопротивление «стенка — вода» ничтожно, и коэффициент теплопередачи может приниматься приближенно равным коэффициенту теплоотдачи от газов к поверхности нагрева.

Стало ясным, что увеличение паропроизводительности котла определяется, с одной стороны, топкой, обеспечивающей сжигание нуж-



ного количества топлива, и, с другой, — поверхностями нагрева, обеспечивающими достаточно полное использование тепла продуктов сгорания.

Для увеличения мощности топки большое значение имело развитие камерного метода сжигания. Этот метод, впервые примененный в России для жидкого топлива еще в конце XIX в., стали использовать для сжигания угольной мелочи. Первоначально факельный процесс развивался плохо из-за недостаточного объема топочной камеры и применения естественной мелочи со сравнительно крупными размерами частиц. Хотя необходимость перехода на большие камеры и тонкий помол угля была установлена еще в 1900 г. промышленное развитие камерного сжигания угольной пыли началось лишь, с 1918–1920 гг.

Толчком к развитию сжигания угольной пыли послужили мировой топливный кризис, наступивший после первой мировой войны, и связанная с ним острая необходимость в использовании угольной мелочи, не находившей в то время другого применения.

Уже первые опыты по сжиганию пыли показали, что этот метод дает возможность резкого увеличения мощности топки.

Первое время топки выполнялись кирпичными, что приводило к быстрому разрушению кладки под влиянием высоких температур и воздействия расплавленных шлаков. Со временем начали защищать кирпичные стены путем установки перед ними «экранов» в виде рядов кипяtilьных труб, включенных в общую циркуляционную схему котла. В первых агрегатах защищали трубами только воронки на дне топочной камеры, особенно страдавшие от выпадавших на них шлаков (грануляторы), однако уже в 1923–1925 гг. появились первые котлы с экранированием стен топочной камеры. Экраны оказались не только превосходной защитой кирпичных стен топочной камеры, но и весьма эффективными поверхностями нагрева, имеющими очень высокое удельное тепловосприятие. Развитие экранов позволяло понизить температуру газов, покидающих топку, до температуры застывания золы, что предохраняло от шлакования конвективную поверхность первого пучка труб.

Таким образом, в исключительно короткий срок (3–4 года) появилось топочное устройство почти неограниченной мощности и возможностью длительной работы без остановки на ремонт.

Практически одновременно началось широкое применение воздухоподогревателей. Подогрев воздуха был известен и ранее, но его ис-

пользование для топок с решетками вызывало известные трудности, так как воздух повышенной температуры слабее охлаждал решетку. Это приводило к ускорению износа ряда элементов механической топки при сжигании высококалорийных углей.

При камерном сжигании подогрев воздуха оказался эффективным средством как для улучшения воспламенения и горения угольной пыли, так и для подсушки угля в процессе его размола.

Развитию применения воздухоподогревателей способствовало и то обстоятельство, что в это время стал широко применяться подогрев питательной воды частично отработанным в турбине паром (регенеративный подогрев). При повышении температуры питательной воды до 100–150 °С глубокое охлаждение газов в экономайзерах оказалось затруднительным, и в этих условиях применение воздухоподогревателей становилось особенно эффективным.

Применявшиеся до этого времени экономайзеры были в большинстве случаев чугунными и поэтому не допускали подогрева воды до температуры, близкой к насыщению. При смешении пароводяной смеси с недогретой водой возможны гидравлические удары, опасные для хрупкого чугуна, и поэтому закипание воды даже в отдельных трубах должно быть исключено. С учетом неравномерности раздачи воды по трубам допускался подогрев воды лишь до [ $t_{\text{нас}} - (40-50\text{ °C})$ ]. При температуре питательной воды 150 °С и давлении 30 ата ( $t_{\text{нас}} = 240\text{ °C}$ ) это означало возможность подогрева воды в экономайзере только на 40–50 °С. Предпринимался ряд попыток применения стальных экономайзеров, поверхность которых выполнялась аналогично котельной: либо в виде секций, либо в виде пучков труб, присоединенных к барабану. Такие экономайзеры не давали значительных преимуществ по сравнению с котельной поверхностью, кроме того, были подвержены коррозии за счет кислорода, содержащегося в питательной воде.

В конце 20-х гг. XX в. большие успехи были достигнуты в области водоподготовки: появились ионообменные материалы, позволявшие снижать жесткость воды до очень малых величин, что практически ликвидировало отложение накипи в экономайзерах и снизило необходимость их механической очистки. Развитие методов дегазации питательной воды позволило отказаться от чугунного экономайзера в пользу стального. В стальных экономайзерах появилась возможность подогревать воду до кипения и даже допускать частичное испарение.



Усиление экранирования приводило к снижению температуры газов на выходе из топки и увеличению надежности пароперегревателя (допускавшего его расположение в области высоких температур), при этом роль конвективного испарительного пучка уменьшалась. Появился радиационный котел, сохранивший принцип естественной циркуляции только для топочных экранов — радиационной поверхности нагрева.

## 1.2. Развитие котельных агрегатов на высокие параметры пара

---

Параллельно с вышеописанными изменениями профиля котельного агрегата в теплоэнергетике происходили большие сдвиги, связанные с ростом параметров пара.

Топливный кризис, имевший место после первой мировой войны, не только вызвал к жизни сжигание угольной пыли, но и дал серьезный толчок для применения повышенных параметров пара.

В течение первого периода внедрения котлов высокого давления (1925—1930 гг.) значительные трудности были связаны с большей чувствительностью паровых котлов высокого давления к нарушениям циркуляции, образованию накипи и коррозии.

Многобарабанные вертикально-водотрубные котлы того времени получались очень дорогими из-за значительной стоимости цельнокованных барабанов высокого давления, а секционные котлы имели ряд трудностей с уплотнениями многочисленных лючков и ненадежностью циркуляции.

Все это привело к поискам новых путей генерации пара. Почти одновременно появились самые разнообразные типы котлов: с промежуточным теплоносителем (котлы Рутса, Шмидта — Гартмана), с получением насыщенного пара путем вдувания в воду перегретого (котлы Леффлера), с принудительной циркуляцией (котлы Ла-Монта), прямой с парообразованием при давлении выше критического и дросселированием пара до рабочего давления (котлы Бенсона) и ряд других.

Эти типы котлов внесли много нового в организацию внутрикотловых процессов, конструкцию отдельных элементов, технологию изготовления котлоагрегатов и тем самым сильно способствовали техни-

ческому прогрессу в котлостроении. Однако в результате длительной промышленной проверки из всего многообразия новых предложений широкое применение нашли только два типа котлов и притом в форме, мало похожей на первоначальную. Этими типами явились котел с принудительной циркуляцией, нашедший в 1930—1945 гг. довольно значительное распространение для агрегатов средней мощности, а за последнее время и для мощных котлов сверхвысокого давления (140—180 ат) и, в особенности, прямоточный котел, оказавшийся пригодным не только для сверхкритического давления, но и для всего диапазона высоких давлений (100 ат и выше).

Котел с принудительной циркуляцией по принципиальной схеме аналогичен котлу с естественной циркуляцией и отличается только включением в циркуляционный контур специального насоса (рис. 1.10).

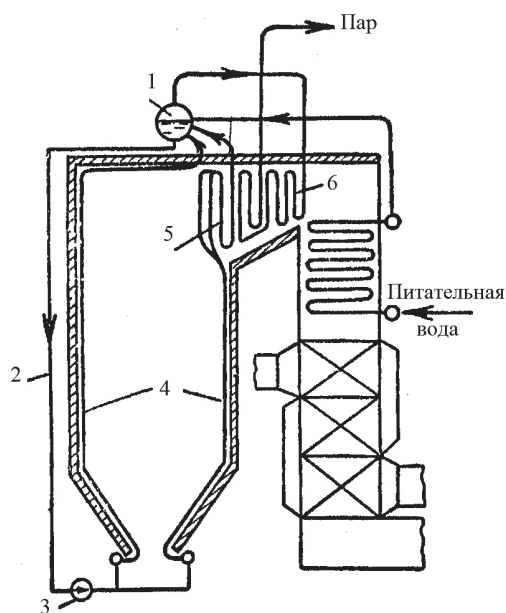


Рис. 1.10. Схема котла с искусственной циркуляцией

- 1 — барабан, 2 — опускные трубы,
- 3 — насос многократной принудительной циркуляции,
- 4 — испарительные трубы,
- 5 — фестон, 6 — пароперегреватель

Стоит отметить, что применение насоса вносит ряд существенных изменений в конструкцию и эксплуатацию котла. Наличие насоса ведет к большей свободе компоновки поверхности нагрева, так как расположение кипящих труб не связывается с необходимостью получения достаточного естественного циркуляционного напора. Большая

величина располагаемого напора — обычно около 3 ат вместо 0,5—1 ат при естественной циркуляции — позволяет применять кипяtilьные трубы малого диаметра ( $d_{\text{вн}} = 30$  мм и менее) и значительной длины ( $L/d$  до 2000 вместо  $L/d < 500$  для котлов с естественной циркуляцией). Часть перепада давления, развиваемого насосом, используется для центробежного отделения пара от воды в барабане, что позволяет уменьшить размеры барабана.

Значительную роль в процессе эксплуатации играют независимость циркуляционного напора от нагрузки котла и, следовательно, наличие большой скорости циркуляции при всех паропроизводительностях, и даже при растопке до начала отдачи пара. Это обеспечивает равномерность прогрева всего котла во время растопки и позволяет использовать в испарительных поверхностях не только восходящее, но и нисходящее движение пароводяной смеси.

Серьезные преимущества обеспечили котлам с принудительной циркуляцией быстрое распространение для промышленных силовых установок и в качестве агрегатов с отходящими газами печей, двигателей внутреннего сгорания и т. п. В этих условиях решающим фактором являлись свобода компоновки и возможность располагать барабан в любом месте относительно поверхностей нагрева и размещать поверхности нагрева в ограниченных габаритах.

На мощных электростанциях с пылеугольными топками применение принудительной циркуляции при среднем и даже высоком давлении (80—100 ат) не давало существенных преимуществ для компоновки экранных поверхностей, а конвективных испарительных поверхностей эти котлы, как правило, не имеют.

Вместе с тем наличие циркуляционных насосов приводило к некоторому повышению затраты энергии на собственные нужды котла. Сами насосы, несмотря на их относительную простоту, являлись довольно дорогими элементами котла, а уплотнение вала при высокой температуре воды (250—230 °С) вызывало определенные трудности.

Прямоточные котлы (рис. 1.11) по своей схеме существенно отличаются от барабанных котлов с многократной циркуляцией. В своей простейшей форме прямоточный котел представляет собой непрерывный обогреваемый змеевик, в один конец которого поступает питательная вода, а из другого выходит перегретый пар. Такая конструкция не содержит ряда дорогих элементов: барабана, коллекторов, опускаемых необогреваемых труб, которые значительно увеличивают сто-

имость барабанных котлов. Однако уже начиная с мощности котла  $D = 3-8$  т/ч приходится применять несколько параллельных витков, и число их в больших котлах доходит до 50–100 и выше.

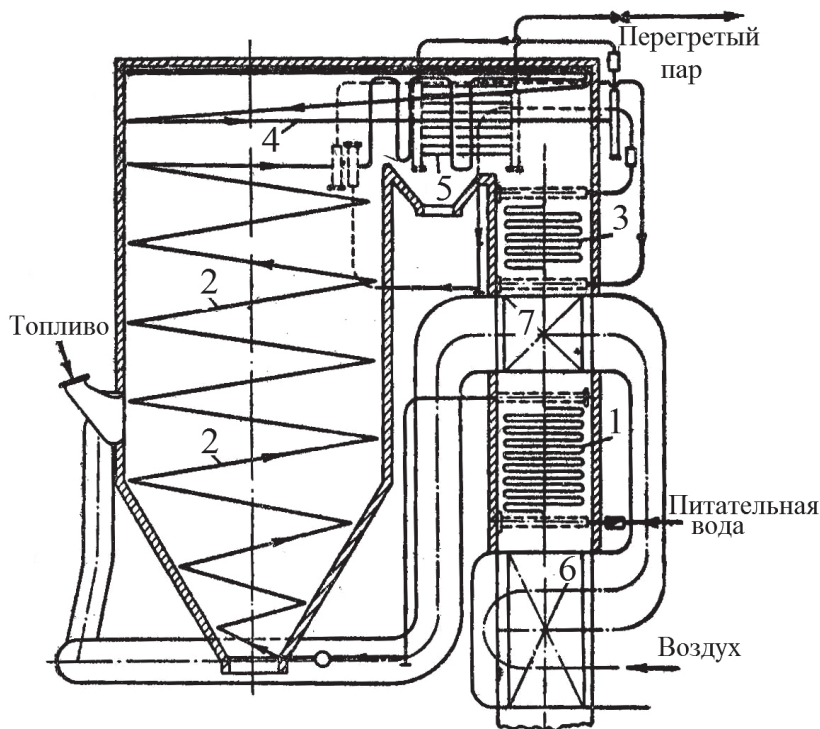


Рис. 1.11. Схема прямооточного котла высокого давления [4]:

- 1 — экономайзер; 2 — нижняя радиационная часть (испарительная);
- 3 — переходная зона; 4 — верхняя радиационная часть (перегревательная);
- 5 — конвективный пароперегреватель; 6 — первая ступень воздухоподогревателя;
- 7 — вторая ступень воздухоподогревателя

В таких котлоагрегатах неизбежно возникает разверка, которая характеризуется тем, что отдельные витки начинают выдавать пар различной температуры. В этом случае на пути рабочего тела приходится устанавливать несколько промежуточных коллекторов, в которых потоки, поступающие из отдельных труб, смешиваются, и затем снова распределяются по трубам следующего участка поверхности нагрева.

В прямооточном котле скорость входа воды в трубки меняется пропорционально нагрузке и составляет при номинальной паропроизводительности 1,5–2,0 м/с, а при сниженных нагрузках сильно падает.

Поэтому в прямоточных котлах избегают нисходящих участков кипящих труб, по крайней мере в зоне начала испарения, где паросодержание смеси и скорость ее невелики, и поэтому возможен застой пара в местах перехода от подъемного движения к нисходящему.

Вместе с тем число параллельно включенных труб, определяемое расходом питательной воды, даже при малом диаметре труб ( $d_{\text{вн}} < 30$  мм) оказывается недостаточным для того, чтобы занять вертикальными подъемными трубами весь периметр топки. Поэтому в советских прямоточных котлах трубы располагаются в виде ленты, обвивающей периметр, топочной камеры по восходящей спирали, что позволяет при небольшом числе труб покрыть все стенки, не прибегая к опускному движению (рис. 1.12).

В первых немецких прямоточных котлах применялась та же схема, но в дальнейшем перешли на конструирование экранов в виде вертикальных отдельных панелей, последовательно соединенных опускными — наружными (необогреваемыми) трубами. Это заметно увеличило расход металла, но упростило монтаж, так как отдельные панели можно было полностью собирать на заводе.

Относительно высокие скорости рабочего тела в трубах прямоточного котла и большая длина труб испарительной зоны приводят к довольно большому гидравлическому сопротивлению этой зоны, особенно при невысоких давлениях, когда велик удельный объем пара.

Для снижения напора питательного насоса, преодолевающего это сопротивление, в советских котлах выпуска 1943—1945 гг. входная скорость была снижена примерно до 0,6 м/с. Это привело к расслоению потока пароводяной смеси в трубах, пульсации температур металла и многочисленным повреждениям труб. Эти повреждения создали впечатление о меньшей надежности прямоточных котлов, что задержало их распространение в СССР. В начале 1950-х гг. прямоточные котлы новых выпусков (скорость входа воды при номинальной нагрузке до 2 м/с) по надежности работы поверхностей нагрева уже не уступали барабанным котлам.

Известные ограничения в применении прямоточных котлов вносят их водный режим. Загрязнения, содержащиеся в питательной воде, в основном удаляются в барабанных котлах продувкой; в прямоточных бесепараторных котлах испарение в трубках безостаточное, и соли либо отлагаются на стенках, либо растворяются в паре и уносятся с ним в турбину. При низких давлениях растворяющая способность пара

невелика и большинство солей отлагается на стенках в зоне испарения остатков воды (переходная зона).

Несмотря на питание прямоточных котлов водой с малым содержанием (турбинный конденсат, дистиллят испарителей), в этой зоне накапливаются отложения, и поэтому очень скоро переходную зону стали выносить из топки в область умеренных температур. В таких условиях можно было безопасно накапливать в котле значительные количества солей и удалять их периодической промывкой.

По мере перехода к высоким давлениям растворяющая способность пара увеличивается, и уже при 100–140 ата соли натрия практически полностью проходят котел транзитом и поступают с паром в турбину. В итоге на ряде прямоточных котлов, имевших в питательной воде в основном соли натрия, отложения в котле практически отсутствовали, но появился сильный занос турбин. Для борьбы с этим наряду с мероприятиями по улучшению водного режима начали разрабатывать различные сепарационные устройства для непрерывного вывода солей из котла.

Принципиальная схема сепараторного прямоточного котла показана на рис. 1.12. Как видно из рисунка, в зоне малой влажности устанавливается сепаратор, отделяющий воду от пара. Вода, содержащая основную массу солей, отводится в дренаж, а пар направляется в пароперегреватель.

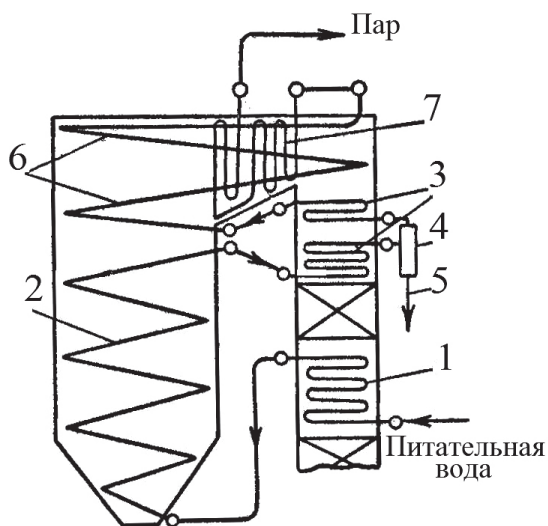


Рис. 1.12. Схема  
прямоточного  
сепараторного котла [6]:  
1 — экономайзер; 2 — нижняя  
радиационная часть  
(испарительная); 3 — переход-  
ная зона; 4 — сепаратор;  
5 — продувка; 6 — верхняя  
радиационная часть  
(перегревательная); 7 — кон-  
вективный пароперегреватель

Главной трудностью является поддержание на входе в сепаратор устойчивого и притом небольшого влагосодержания. При высоком влагосодержании продувка будет велика, что ведет к значительным энергетическим потерям; при малом среднем влагосодержании часть труб будет выдавать в сепаратор перегретый пар. В этом случае растворимые в паре соли натрия будут поступать в сепаратор вместе с паром и, смешиваясь с влагой, поступающей из других труб, растворяться в ней. Однако слабо растворимые в воде и почти нерастворимые в паре не очень высокого давления соли кальция будут отлагаться на трубках до сепаратора, и эффект сепарации понизится. В целом можно сказать, что сепараторы, применяющиеся и в зарубежных прямоточных котлах, и в СССР, облегчают задачу получения чистого пара при пониженном качестве конденсата, но не позволяют применять питательную воду со значительным солесодержанием, как это можно делать в барабанных котлах.

Применение сепараторов привело к отделению поверхности пароперегревателя от испарительной зоны, что повысило стабильность перегрева на прямоточных котлах. Однако и на бессепараторных прямоточных котлах успехи автоматического регулирования обеспечили достаточно устойчивое поддержание температуры перегрева. В целом прямоточные котлы оказались для мощных конденсационных станций высокого давления достаточно надежными.

Вместе с тем за эти годы и барабанные котлы высокого давления значительно улучшили свои показатели. Применение методов внутрикотловой обработки воды обеспечило безнакипный режим кипятильных труб; исследование естественной циркуляции позволило надежно использовать ее при 100–140 и даже 180 ата. Все это сильно повысило надежность котлов высокого давления с естественной циркуляцией, а переход на радиационные однобарабанные котлы и изготовление барабанов путем сварки свели цену барабанов к небольшой части общей стоимости котлоагрегата (10–15 % и даже меньше).

В итоге котлы с естественной циркуляцией оказались способными выдержать конкуренцию со стороны прямоточных котлов и котлов с многократной принудительной циркуляцией. В дальнейшем все три типа развивались параллельно.



## Вопросы к главе 1

---

1. В чем отличие водотрубных и газотрубных котлов?
2. При каких условиях водотрубные котлы эффективнее, чем газотрубные?
3. Почему при работе котлов на сверхкритических параметрах отсутствует барабан-сепаратор?
4. Чем можно объяснить повышенные требования к водно-химическому режиму прямоточных котлов?
5. В чем преимущества котлов с многократной принудительной циркуляцией относительно котлов, работающих с использованием контура естественной циркуляции?
6. Каким параметром ограничено использование насоса принудительной циркуляции?
7. Укажите принцип работы сепаратора прямоточного котла.



---

## Глава 2. Котельные установки

---

### 2.1. Конструкция современного парового котла

---

Чаще всего в настоящее время используются вертикально-водотрубные котлы с факельным сжиганием топлива (рис. 2.1), в которых горение топлива осуществляется во взвешенном состоянии в большом свободном объеме топочной камеры, где все стены экранированы вертикальными трубами. Эти трубы (топочные экраны) интенсивно обогреваются; в них нагревается и частично испаряется вода при высоком давлении. Насыщенный пар из барабана поступает в змеевиковую поверхность пароперегревателя.

Подача топлива и воздуха для сжигания производится через горелки — устройства, обеспечивающие необходимое смешение топлива и воздуха в топочном объеме на выходе из горелки. При этом уголь для его сжигания в объеме топки предварительно измельчается до состояния мелкой взвешенной в воздухе пыли. Для улучшения сжигания топлива воздух подогревается в опускном газоходе котла в трубчатой поверхности воздухоподогревателя, что приводит к дополнительному снижению температуры газов на выходе из котла и повышению степени сгорания топлива.

Таким образом, получение перегретого пара из воды при докритическом давлении характеризуется последовательным протеканием следующих процессов: подогревом питательной воды до температуры насыщения или близкой к ней температуры, парообразованием и отделением насыщенного пара в барабане и перегревом полученного пара до заданной температуры. Эти процессы имеют четкие границы раздела и осуществляются в трех типах теплообменников, называемых по-

*верхностями нагрева:* экономайзерной, испарительной (парообразующей) и пароперегревательной.

По конструкции типовой паровой котел чаще всего имеет П-образную компоновку, в которой можно выделить три основных элемента (газохода):

- 1) топочная камера (топка), в которой во взвешенном состоянии сжигается органическое топливо и создается наиболее высокая температура продуктов сгорания. Тепловоспринимающие поверхности в виде топочных экранов расположены на ограждающих камеру стенах из огнеупорных материалов и получают теплоту из газового объема за счет радиационного теплообмена;
- 2) горизонтальный газоход, где движение газов от подъемного изменяется на горизонтальное. В пределах этого газохода располагаются поверхности пароперегревателя: вначале на выходе из топки радиационно-конвективный, а затем, в основном, конвективный теплообмен между газовыми продуктами сгорания (газами) и поверхностью труб;
- 3) конвективная шахта, где газы осуществляют опускное движение, а объем шахты заполнен плотными пакетами поверхностей промежуточного пароперегревателя и экономайзера. Здесь развиг конвективный теплообмен.

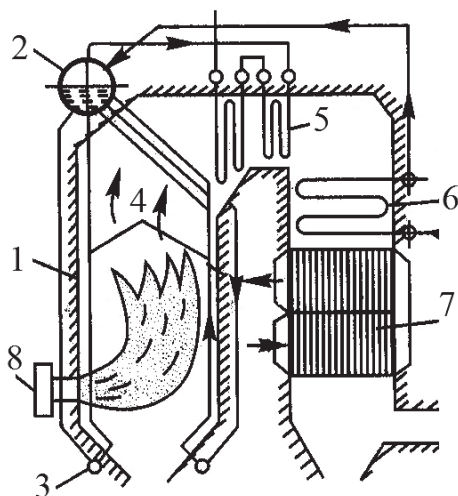


Рис. 2.1. Конструкция современного парового котла [6]

- 1 — топка; 2 — барабан-сепаратор; 3 — коллектор;  
 4 — трубы настенных экранов; 5 — пароперегреватель; 6 — экономайзер;  
 7 — воздухоподогреватель; 8 — горелка

В нижней части конвективной шахты часто располагают поверхность воздухоподогревателя. Эта поверхность обеспечивает более глу-

бокое охлаждение газов перед их удалением в окружающую среду и нагрев воздуха, необходимый для интенсивного горения топлива и его полного сжигания за короткое время пребывания газов в топке. В котлах большой мощности воздухоподогреватель выносят за пределы опускной конвективной шахты и выполняют другой, в виде вращающегося на оси плоского цилиндра с внутренней теплообменной поверхностью в форме тонких пластин (регенеративный вращающийся воздухоподогреватель).

Тепловосприятие рабочей среды в поверхностях нагрева, расположенных в указанных газоходах котла, распределяется следующим образом: в экранах топочной камеры — 45–50 %, горизонтальном газоходе — около 20 %, в конвективной шахте — 30–35 %, в том числе воздуха в воздухоподогревателе — около 10 % общего полезного тепловосприятия от газового потока. Как видно, наибольшее количество теплоты рабочая среда получает в поверхностях топочного экрана.

## 2.2. Классификация паровых котлов и их маркировка

**По способу организации движения рабочей среды** в поверхностях топочных экранов все конструкции паровых котлов разделяются на три типа (рис. 2.2): с прямоточным движением, с естественной циркуляцией и с принудительной циркуляцией. Движение воды в поверхности экономайзера и пара в пароперегревателе во всех паровых котлах однократное (прямоточное) и происходит за счет избыточного давления, создаваемого питательным насосом перед входом воды в паровой котел.

*Паровые котлы с естественной циркуляцией.* Отличительной конструктивной особенностью такого котла является наличие барабана (см. рис. 2.1), выполняющего роль сепаратора пара из потока пароводяной смеси, поступающей в него из топочных экранов.

Барабан котла вместе с системой необогреваемых опускных труб, выходящих из него, и подъемных (экранных) труб внутри топочной камеры образует замкнутый циркуляционный контур, в котором при горении топлива в топке организуется движение воды (опускные трубы) и пароводяной смеси (подъемные трубы). Движение рабочей среды происходит за счет возникновения естественного напора, определяе-

мого разностью гидростатических давлений массы воды и пароводяной смеси в опускных и подъемных трубах, который называют движущим напором естественной циркуляции:

$$S_{\text{дв}} = H_{\text{п}} (\rho_{\text{оп}} - \bar{\rho}_{\text{см}}) g, \quad (2.1)$$

где  $\rho_{\text{оп}}$ ,  $\bar{\rho}_{\text{см}}$  — соответствующая плотность воды в опускных трубах и средняя плотность пароводяной смеси в подъемных трубах,  $\text{кг/м}^3$ ,  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $H_{\text{п}}$  — высота паросодержащей части контура, м.

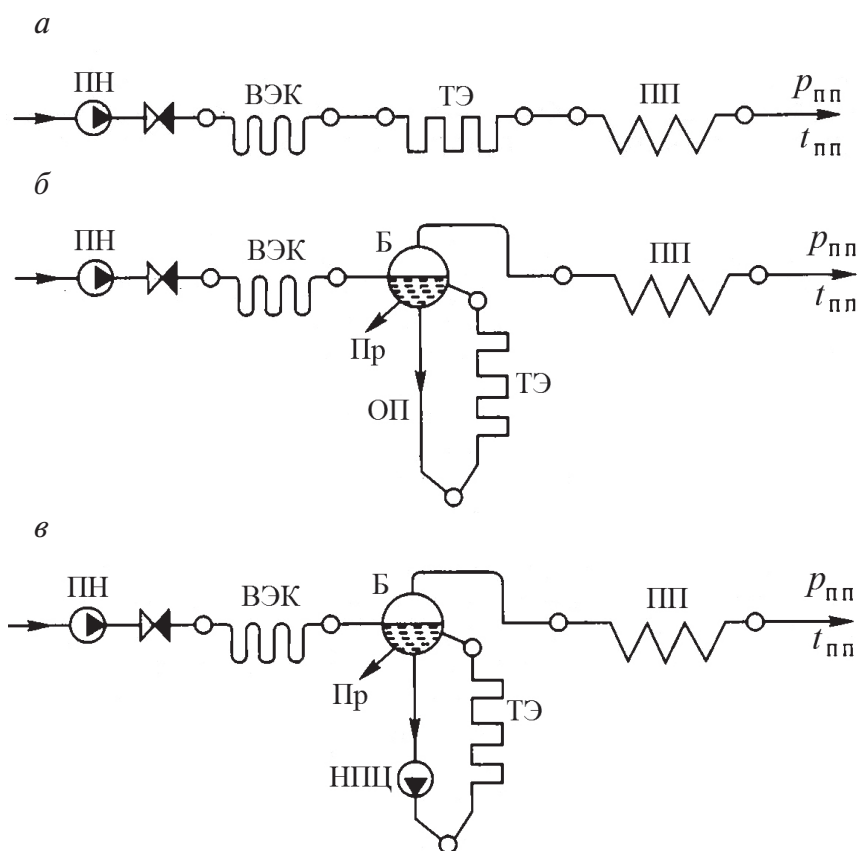


Рис. 2.2. Схема водопарового тракта котла:  
 а — прямоточного, б — с естественной циркуляцией,  
 в — с принудительной циркуляцией [6]

В установившемся режиме работы движущий напор тратится на преодоление сопротивлений в опускных и подъемных трубах:

$$S_{\text{дв}} = \Delta P_{\text{оп}} + \Delta P_{\text{под}}. \quad (2.2)$$

При относительно небольшой разности плотностей воды и пароводяной смеси необходимый движущий напор получают увеличением высоты контура циркуляции.

Конструктивное выполнение парового котла с естественной циркуляцией показано на рис. 2.1. В этом типе котла вода после конвективного экономайзера поступает в барабан и там смешивается с котловой водой, циркулирующей в замкнутом контуре. Опускные трубы выходят из нижней части барабана и подают котловую воду в нижние коллекторы топочных экранов. Далее, поступая в интенсивно обогреваемые трубы, вода частично испаряется и отделившийся затем в барабане насыщенный пар поступает в поверхности пароперегревателя.

Возникающий в контуре циркуляции движущий напор обеспечивает движение рабочей среды в подъемных трубах с небольшой скоростью (около 1 м/с), при этом за один проход через подъемные трубы происходит частичное испарение воды (от 0,03 до 0,25 кг/кг), поэтому полное испарение исходного 1 кг воды произойдет при многократном прохождении контура. Отношение массового расхода циркулирующей воды  $G_0$ , кг/с, к количеству образовавшегося пара в единицу времени  $D$ , кг/с называется *кратностью циркуляции*:

$$K_{\text{ц}} = \frac{G_0}{D}. \quad (2.3)$$

В паровых котлах с естественной циркуляцией кратность циркуляции обычно составляет от 10 до 30. Таким образом, расход воды в контуре циркуляции в  $K_{\text{ц}}$  раз больше паропроизводительности котла.

Общее сопротивление паро-водяного тракта барабанного котла определяется гидравлическим сопротивлением при движении воды в трубах экономайзера от входного коллектора до поступления воды в барабан котла  $\Delta p_{\text{эк}} = 0,05 p_{\text{пп}}$  и аналогичным сопротивлением тракта пароперегревателя от барабана до выхода перегретого пара из котла —  $\Delta p_{\text{п}} = (0,1-0,15) p_{\text{пп}}$ , где  $p_{\text{пп}}$  — давление перегретого пара за котлом, МПа.

*Паровые котлы с принудительной циркуляцией.* В парообразующих трубах можно организовать принудительное движение рабочей среды за счет специального насоса, установленного на опускных трубах. Такие агрегаты получили название котлов с принудительной циркуляцией. Движущий напор циркуляции в этом случае в несколько раз превышает напор естественной циркуляции. Это позволяет увеличить

скорость движения и располагать парообразующие трубы в топке любым образом (наклонно, горизонтально), исходя из размещения котла в ограниченных по высоте помещениях, и более удобно его конструировать. Повышается надежность циркуляции рабочей среды в экранных трубах. Однако значительным оказывается расход электроэнергии на привод насоса принудительной циркуляции, поэтому в таком случае уменьшают значение кратности циркуляции до  $K_{ц} = 3-5$ .

Наличие в двух последних типах паровых котлов барабана-сепаратора насыщенного пара позволяет использовать котлы только при докритическом давлении, обычно не более  $p = 18$  МПа. В котлах с естественной и принудительной циркуляцией при относительно малом парообразовании в подъемных трубах экранов заметных отложений на стенках труб не допускается. Исключение накопления примесей в котловой воде достигается выводом небольшой части более загрязненной котловой воды из барабана (непрерывная продувка).

**Существует несколько параметров классификации котлов.**

По назначению:

- энергетические;
- промышленные;
- отопительные и водогрейные;
- котлы-утилизаторы;
- энерготехнологические котлы.

Энергетические котлы — это котлы большой паропроизводительности, большой мощности, которые вырабатывают пар для паровых турбин.

Промышленные паровые котлы имеют малую и среднюю мощность (до 200 т/ч) и производят пар для технологических нужд. Это котлы ТЭЦ и промышленных предприятий.

Отопительные и водогрейные котлы производят пар и горячую воду для нужд отопления и горячего водоснабжения.

Котлы-утилизаторы: паровые и водогрейные котлы, использующие теплоту отходящих газов различных производств.

Энерготехнологические котлы — устройства, совмещающие в себе технологический процесс и одновременно вырабатывающие пар или горячую воду.

По давлению:

- 1) низкого давления (до 1 МПа);
  - среднего давления (от 1 до 10 МПа);
  - высокого давления (до 14 МПа);

- сверхвысокого давления (18–20 МПа);
- сверхкритического давления (22,5 МПа и выше).
- По паропроизводительности:

- 2) малой паропроизводительности (до 25 т/ч);
- средней паропроизводительности (25–500 т/ч);
- большой паропроизводительности (500–4000 т/ч).

К основным параметрам котлов относятся:

- номинальная паропроизводительность  $D_{\text{п}}$ ,
- номинальное давление пара  $p_{\text{пп}}$ ,
- номинальная температура перегрева пара  $t_{\text{пп}}^{\circ}\text{C}$ ,
- номинальная температура питательной воды  $t_{\text{пв}}^{\circ}\text{C}$ .
- Обозначения типоразмеров котла:

Е — паровой стационарный котел с естественной циркуляцией;

Еп — то же с промежуточным перегревом;

Пп — прямоточный стационарный котел с промежуточным перегревом;

Кп — паровой стационарный котел с комбинированной циркуляцией и промежуточным перегревом.

Маркировка котла состоит из нескольких позиций. В первой позиции указывается вне циркуляции. Во второй позиции указывается паропроизводительность, т/ч.

В третьей позиции — давление пара,  $\text{кг/см}^2$ .

Указанные обозначения типоразмеров относятся к котлам с открытыми камерными топками для сжигания твердых топлив при твердом шлакоудалении. Для обозначения типоразмеров с топками для сжигания других топлив к указанным обозначениям добавляются следующие индексы:

Ж — топка с жидким шлакоудалением;

В — вихревая топка;

Ц — циклонная топка;

Г — газ;

М — мазут;

Н — при работе котла под наддувом.

Пример условного обозначения котла: Пп — с камерной топкой для сжигания газа и мазута паропроизводительностью 2500 т/ч и абсолютном давлении перегретого пара 25 МПа: Пп — 2500–255ГМ.

Иногда помимо стандартной классификации используются отраслевые обозначения согласно каталогу завода-изготовителя. Напри-

мер, котел БКЗ-75 (Барнаульского котельного завода) соответствует обозначению котла Е-75-39-440 ГМ.

### 2.3. Вспомогательное оборудование котельных установок

---

Паровой котел вместе с совокупностью оборудования, обеспечивающего его работу, называется *котельной установкой*. В состав котельной установки, кроме парового котла, входят оборудование топливоприготовления, тягодутьевая установка, устройства золоулавливания газовоздушного тракта котла, питательные насосы и регулирующие устройства питательного тракта, системы управления и защиты парового котла.

На рис. 2.3 показана котельная установка с барабанным паровым котлом относительно небольшой паропроизводительности при сжигании твердого топлива. Рядом с котлом располагаются система пылеприготовления из поступающего на станцию кускового топлива, тягодутьевая установка, обеспечивающая подачу воздуха в котел и отвод продуктов сгорания после их очистки в дымовую трубу. К элементам котельной установки относят питательные насосы, подающие воду в котел, которые по технологической схеме расположены в турбинном отделении, систему дренажей коллекторов и непрерывной продувки из барабана с оборудованием для использования теплоты этих потоков (сепараторы, теплообменники).

Котел для сжигания твердого топлива имеет в нижней части топки устройство для удаления шлаков, образующихся в зоне ядра горящего факела. Для охлаждения шлаков выполняют сближение двух противоположных экранов топки, охлаждаемых изнутри на этом участке водой. Это устройство называется *холодной воронкой*. При сжигании газа и мазута этой проблемы нет и нижняя часть топки имеет *горизонтальный под*, выложенный огнеупорным материалом.

Обмуровка стен топочной камеры и газоходов крепится к специальному каркасу котла, который принимает на себя также вес металла всех поверхностей нагрева, коллекторов и барабана. Современные котлы выполняются в облегченной обмуровке.



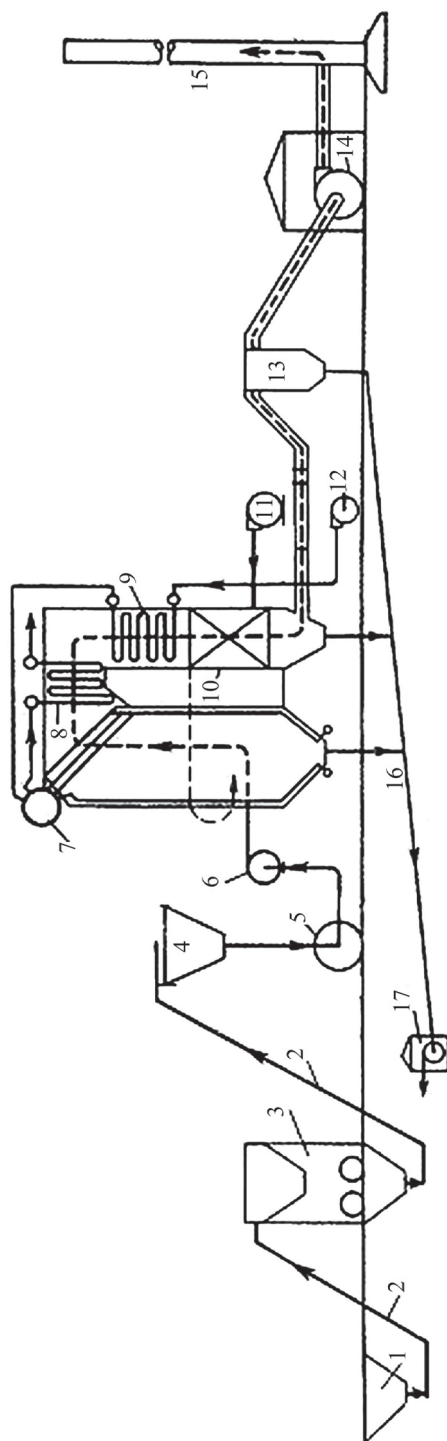


Рис. 2.3. Общая технологическая схема парогенераторной установки, работающей на твердом топливе [2]:

1 — бункер разгрузочного устройства; 2 — ленточный транспортер; 3 — дробильный блок; 4 — бункер сырого топлива; 5 — мельница для размола топлива; 6 — эксгаузер; 7 — барабан парогенератора; 8 — пароперегреватель; 9 — водяной экономайзер; 10 — воздухоподогреватель; 11 — вентилятор; 12 — питательный насос; 13 — золоуловитель; 14 — дымосос; 15 — дымовая труба; 16 — система гидрозолоудаления; 19 — багерная насосная системы золоудаления

Газовоздушный тракт — единая система воздушных коробов и газоходов, обеспечивающая подачу воздуха через воздухоподогреватель и горелки в топку, движение образующихся продуктов сгорания (газов) по газоходам котла и удаление охлажденных газов в дымовую трубу. Движение воздуха и газов в зависимости от мощности и размеров котла может быть организовано за счет естественной или принудительной тяги.

В котлах малой паропроизводительности без организации подогрева воздуха для горения при относительно короткой длине газоходов (рис. 2.4, *а*) возникает небольшое сопротивление при движении газов, которое преодолевается за счет естественной тяги дымовой трубы. Естественная тяга, или самотяга  $H_c$ , Па, определяется разностью давлений гидростатических столбов атмосферного воздуха снаружи и нагретой газовой среды внутри трубы:

$$H_c = h_{\text{тр}} (\rho_v - \rho_r) g, \text{ Па} \quad (2.4)$$

где  $h_{\text{тр}}$  — высота дымовой трубы, м;  $\rho_v$ ,  $\rho_r$  — плотность холодного воздуха (при 20–30 °С) и газов (при температуре на выходе из котла), кг/м<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>. В среднем для трубы высотой 100 м значение  $H_c = 350\text{--}400$  Па или 35–40 кгс/м<sup>2</sup> (35–40 мм в. ст.).

В котлах большой мощности увеличивается количество трубных поверхностей в газовом потоке, появляется подогрев воздуха за счет тепла газов, газоходы значительно удлиняются и имеют как подъемные, так и опускные участки, где необходимо преодолевать собственную самотягу газов, направленную вверх. Дополнительно необходимо иметь запас напора для регулирования расходов. В этом случае сопротивление газовоздушного тракта становится очень большим и не может быть преодолено за счет тяги дымовой трубы, поэтому организуется принудительное движение воздуха и газов.

Совместная работа воздушного и газового трактов котла может быть организована двумя способами. По первому способу (рис. 2.4, *б*) газовоздушный тракт котла включает в себя дутьевые вентиляторы для подачи атмосферного воздуха под давлением 2,5–4–5 кПа (250–500 мм в. ст.) через воздухоподогреватели к горелкам и части горячего воздуха в углеразмольные мельницы. Сопротивление газового тракта котла, а также аппаратов золоулавливания и газоходов до дымовой трубы преодолевается дымососами, имеющими напор 2,0–3,5 кПа. В этом случае весь воздушный тракт на участке «вентилятор — топка» находится под давлением выше атмосферного. Продукты сгорания удаля-

ют из котла *дымососами*, в связи с чем топка и все газоходы находятся под разрежением. Такую схему тяги и дутья называют *уравновешенной*. Контрольной точкой, обеспечивающей согласование работы дутьевых вентиляторов и дымососов, является давление газов на выходе из топочной камеры. Здесь устанавливается и автоматически поддерживается небольшое разрежение (давление ниже атмосферного), составляющее 30–50 Па (3–5 мм вод. ст.). Дутьевой вентилятор подает столько воздуха, сколько нужно для полного сжигания топлива, а регулирующие устройства дымососов изменяют производительность так, чтобы вверху топки постоянно сохранять указанное небольшое разрежение. Ввиду работы всего газового тракта при давлении ниже атмосферного через неплотности его ограждений происходят присосы окружающего воздуха, что заметно увеличивает объем перекачиваемых дымососами газов. В среднем доля присосов воздуха составляет около 20–30 % объема газов, образующихся в топке при горении топлива.

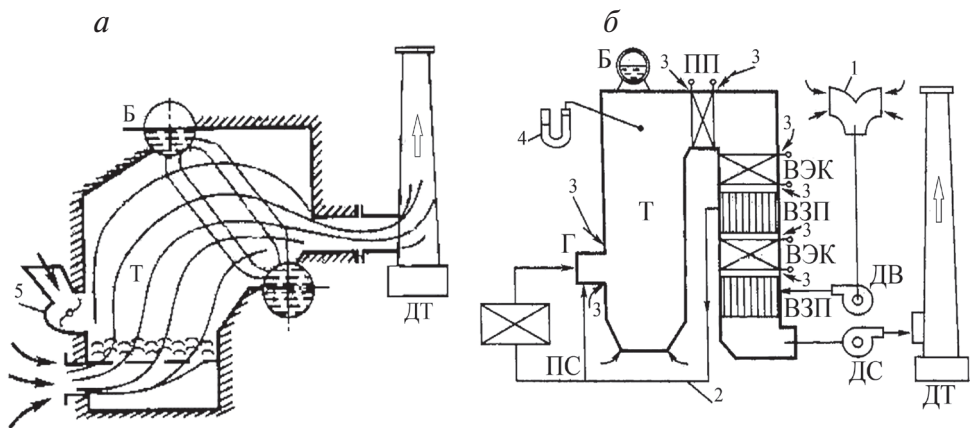


Рис. 2.4. Схемы газовоздушных трактов котлов [6]:

- а — с естественной тягой; б — с уравновешенной тягой: 1 — воздухозаборник; 2 — короб горячего воздуха; 3 — присосы холодного воздуха; 4 — контроль разрежения на выходе из топки; 5 — топливозабрасыватель; Б — барабан-сепаратор; ПП — пароперегреватель; ВЭК — экономайзер; ВЗП — воздухоподогреватель; ДВ — дутьевой вентилятор; ДС — дымосос; ДТ — дымовая труба; ПС — система пылеприготовления; Г — горелка; Т — топочная камера (топка)

Транспорт воздуха до топки и продуктов сгорания до выхода в атмосферу можно также обеспечить специальными *высоконапорными дутьевыми вентиляторами* без применения дымососов. В этом случае

топка и газоходы будут находиться под некоторым избыточным давлением — *наддувом*. Весь газовый тракт котла при наддуве находится под избыточным давлением в сравнении с атмосферным. В этом случае, чтобы исключить проникновение в котельное отделение токсичных газов, необходимо обеспечить полную газоплотность всех стен газоходов котла, что достигается переходом на новую технологию производства настенных экранов и заметно увеличивает стоимость котла.

Вместе с тем переход на газоплотность тракта исключает присосы воздуха и уменьшает объем удаляемых из котла газов. Напор, который создает высоконапорный дутьевой вентилятор, меньше, чем сумма напоров дутьевого вентилятора и дымососа в уравновешенной схеме. Это приводит к экономии энергии на привод тягодутьевых машин. К тому же высоконапорный дутьевой вентилятор перекачивает объем холодного воздуха, а дымососы — достаточно «горячих» газов с увеличенным удельным объемом, что дополнительно снижает затраты энергии на перекачку.

В длительной эксплуатации газоплотного котла в разных его местах за счет термических напряжений со временем происходит разгерметизация тракта, исключение которой требует больших постоянных затрат, поэтому в эксплуатации используют газоплотные поверхности котла.

## Вопросы к главе 2

---

1. Какое оборудование относится к вспомогательному для котельной установки?
2. Приведите классификацию паровых котлов.
3. Назовите основные характеристики и обозначения паровых котлов.
4. В чем отличие между отраслевой и стандартной классификацией котельных установок?
5. Чем отличается работа котла на уравновешенной тяге от работы котла «под наддувом»?
6. В каких случаях реализуется работа котла на уравновешенной тяге?

---

## Глава 3. Поверхности нагрева котлов

---

### 3.1. Тепловосприятие поверхностей нагрева и конструкция топочных экранов

---

**П**арообразующие поверхности паровых котлов различных систем заметно отличаются друг от друга, но всегда они располагаются в топочной камере и воспринимают тепло радиацией. В зависимости от вида сжигаемого топлива топочные экраны воспринимают 40–50 % полного количества теплоты, отдаваемой рабочей среде в котле в целом, в поверхностях нагрева горизонтального газохода это тепловосприятие составляет 20–25 %, а на поверхности конвективной шахты приходится 30–40 % теплоты.

На рис. 3.1 показаны доли тепловосприятия в поверхностях котла, приходящиеся на нагрев воды, парообразование и перегрев пара при разных давлениях в котле с учетом принятых температур перегретого пара и питательной воды.

Так, при среднем давлении (4 МПа) теплоты, получаемой экранами посредством радиационного теплообмена в топке, недостаточно для покрытия полной его потребности на парообразование (64 %), в связи с чем часть теплоты, затрачиваемой на испарение воды, реализуется в экономайзере и в конвективных котельных пучках труб на выходе из топки.

В связи с этим в барабанных котлах среднего давления обычно экономайзер становится кипящим, в нем питательная вода не только подогревается до температуры насыщения, но и частично превращается

в пар. Для этих котлов характерны конвективные испарительные поверхности, образованные из 3—4 рядов труб на выходе из топки с собственным нижним коллектором, питаемым водой из барабана, а также разводка труб заднего экрана в два-три ряда в зоне пересечения ими горизонтального газохода (фестон).

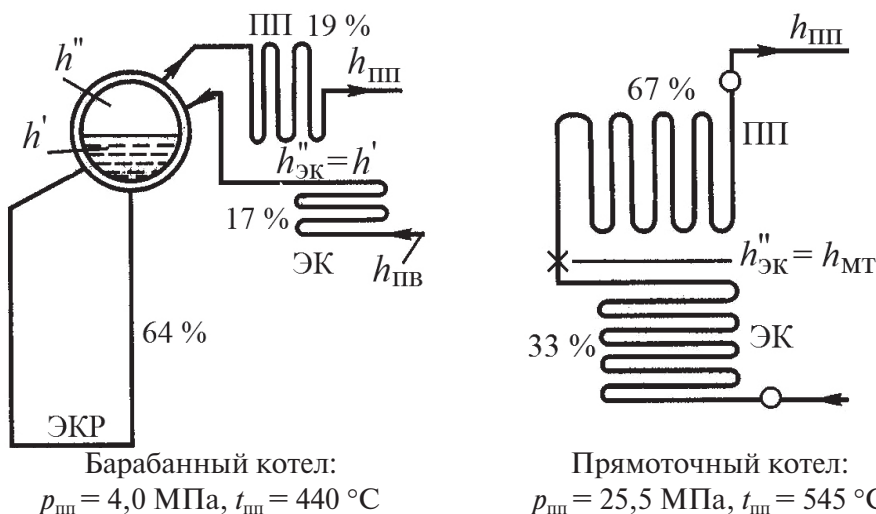


Рис. 3.1. Распределение доли тепла на подогрев, испарение и перегрев в котлах при разных давлениях и температуре пара на выходе [5]:

ЭКР — топочные экраны и доля испарения воды в экранах топки;

ЭК — экономайзер и доля подогрева воды до насыщения;

ПП — пароперегреватель и доля перегрева пара в поверхности;

$h'$ ,  $h''$  — соответственно энтальпии воды и насыщенного пара в барабане;

$h_{пв}$ ,  $h_{пп}$  — энтальпии питательной воды на входе в котел и перегретого пара на выходе из него;  $h_{мт}$  — энтальпия среды при максимальной теплоемкости;

$h''_{эк}$  — энтальпия питательной воды на выходе из экономайзера

В барабанных котлах высокого давления (10 МПа и выше) доля теплоты, используемая на парообразование, в значительной мере снижается, и тепловосприятие экранов в топочной камере становится достаточным для получения требуемого количества пара, в связи с чем экономайзер выполняет только свою основную функцию: подогревает поступающую питательную воду.

При сверхвысоком давлении (18,5 МПа) и особенно сверхкритическом расширяется область подогрева воды, поэтому не только в конвективных пакетах экономайзера, но и в нижней части топоч-

ных экранов происходит нагрев воды до зоны фазового перехода (радиационный экономайзер), а далее расположены поверхности, в которых происходит фазовый переход от состояния воды к состоянию пара и начальный перегрев пара (средняя и верхняя радиационные части экранов топки).

При сверхвысоком и сверхкритическом давлениях пароперегревательные поверхности потребляют значительную долю тепловосприятия и не могут разместиться только в горизонтальном газоходе котла (теповосприятие поверхностей здесь не превышает 20–22 %), поэтому часть поверхности пароперегревателя занимает верх топки (потолок, настенные панели), а выходной конвективный пакет часто находится в верхней части конвективной шахты. В паровых котлах СКД заметно увеличивается доля тепловосприятия пароперегревательных поверхностей, при этом значительная часть этих поверхностей располагается на стенах топки, в зоне высоких тепловых потоков, что ставит специальные задачи по защите металла труб от перегрева.

На тепловосприятие конвективного экономайзера и воздухоподогревателя в конвективной шахте приходится около 30–35 % общего тепловосприятия поверхностей котла. Воздухоподогреватель получает в конвективной шахте необходимое количество теплоты для доведения воздуха до заданной температуры, а на долю экономайзера отводят оставшуюся часть.

Как указано выше, топочные экраны получают до 50 % всего тепловосприятия рабочей среды в котле. Они находятся в зоне наиболее высоких температур газов и требуют тщательного конструктивного выполнения для обеспечения надежной работы металла труб. По конструкции различают экраны *гладкотрубные*, в которых трубы расположены вдоль стены топки с небольшим зазором 4–6 мм (рис. 3.2) и *газоплотные*, которые могут быть выполнены двух типов: либо из таких же гладких труб, но с вваренными между ними проставками шириной 6–12 мм (рис. 3.2, б), либо с применением специальных плавниковых труб, сваренных между собой (рис. 3.2, в). Экраны из таких сварных между собой панелей образуют монолитную цельносварную газоплотную конструкцию. Их называют *мембранными*. Для образования в топке зоны устойчивого воспламенения малореакционных топлив, требующих высокой температуры для их интенсивного горения, экраны всех типов на соответствующих участках покрывают огнеупорной массой с закреплением ее на приваренных к трубам ши-



пах. Такие экраны называют *футерованными* экранами (рис. 3.2, *з, д*).

Гладкотрубные экраны применяют в паровых котлах всех систем, работающих под разрежением газового тракта. При естественной циркуляции в целях повышения надежности движения рабочей среды в трубах топочные экраны располагают почти исключительно вертикально и в отдельных случаях круто наклонно.

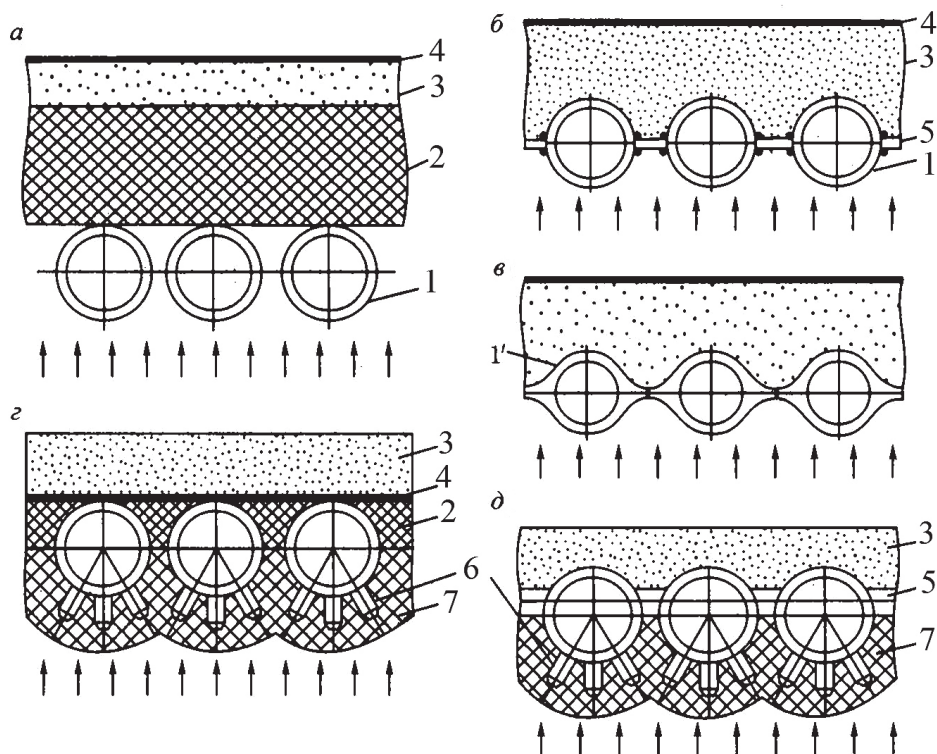


Рис. 3.2. Типы экранирования топки [6]:

*а* — гладкотрубный экран; *б* — то же с сварными проставками (мембранный);  
*в* — газоплотный экран из плавниковых труб; *з* — футерованный гладкотрубный экран; *д* — футерованный мембранный экран; 1 — труба; 1' — плавниковая труба;  
 2 — огнеупорный бетон; 3 — тепловая изоляция; 4 — уплотнительный слой (обмазка, металлический лист); 5 — металлическая проставка;  
 6 — приварные шипы; 7 — огнеупорная масса

Обычно топочные экраны выполняют в виде нескольких вертикальных панелей (секций) шириной  $b$ , которые полностью закрывают все стены топки и имеют только подъемное движение — рабочей среды



(см. рис. 3.3). Трубы имеют наружный диаметр 83–60 мм с толщиной стенки 3,5–5 мм, причем для котлов высокого давления (10 и 14 МПа) используют трубы меньшего диаметра, но с увеличенной толщиной стенки (до 5 мм).

Экранные трубы секции, как правило, объединяются нижним и верхним коллекторами, связанными с барабаном котла опускными и отводящими трубами большего диаметра, чем экранные (см. рис. 3.3). Сечение опускных и отводящих труб составляет 30–50 % сечения подъемных труб каждой секции.

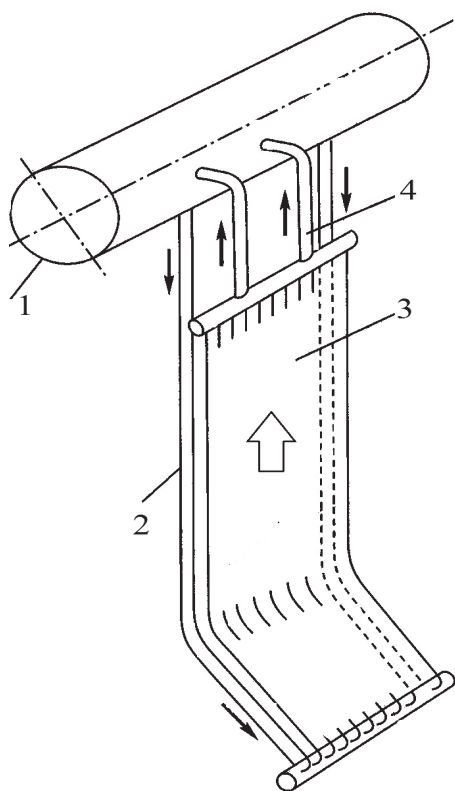


Рис. 3.3. Схема экрана котла с естественной циркуляцией [6]:  
1 — барабан; 2 — необогреваемые опускные трубы; 3 — фронтальный экран; 4 — отводящие трубы

Экранные трубы заднего экрана, в отличие от других экранов, должны пересечь газовое окно на выходе из топки в горизонтальный газопроход. Для обеспечения достаточного прохода газов между трубами в зоне газового окна располагают разреженные отводящие трубы либо разводят трубы заднего экрана в 3–4 ряда, эта конструкция получила название фестон (рис. 3.4).

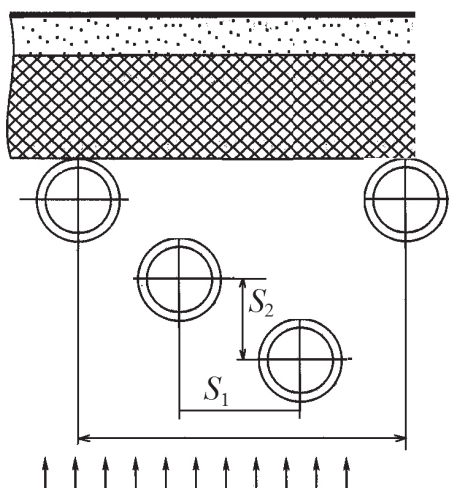


Рис. 3.4. Схема фестона

Плотность экранирования стен характеризуется отношением шага труб к диаметру  $\sigma = S/d$  и составляет  $\sim 1,07-1,1$ . Крепление экранных секций делается вверху: верхний коллектор опирается на горизонтальные балки верхнего (потолочного) перекрытия каркаса котла. Тепловое расширение экранной секции направлено вниз. Нижние коллекторы имеют свободу вертикальных перемещений в пределах расчетного теплового расширения экрана (60–100 мм).

В последние годы применяют конструкции экранов с *натрубной обмуровкой*. Такая обмуровка стен топки оказалась достаточно легкой и может быть прикреплена непосредственно к трубам экрана на котлостроительном заводе после сборки секции экрана. Таким образом, на монтажно-сборочную площадку строящейся ТЭС поступают уже готовые секции топki. После их монтажа необходимо только уплотнить швы между секциями.

### 3.3. Конструкции пароперегревателей и их компоновка

#### 3.3.1. Виды пароперегревателей

Пароперегреватель предназначен для перегрева поступающего в него насыщенного пара до заданной температуры его перегрева. Он является одним из наиболее ответственных элементов котла, так

как температура пара здесь достигает наибольших значений, и металл перегревателя работает в условиях, близких к предельно допустимым.

По виду тепловосприятия и конструкции различают пароперегреватели:

- конвективные, располагаемые в конвективных газоходах котла и получающие теплоту, главным образом, конвекцией;
- радиационные, размещаемые на стенах и потолке топочной камеры и горизонтального газохода и получающие теплоту, в основном, радиацией от высоконагретых газов;
- полурadiационные, находящиеся в верхней части топки на входе в горизонтальный газоход и выполняемые в виде плоских ширм или лент, собранных из пароперегревательных труб, находящихся друг за другом в одной плоскости.

По назначению пароперегреватели делят на основные, в которых перегревается пар высокого или сверхкритического давления, и промежуточные — для повторного (вторичного) перегрева пара, частично отработавшего в турбине.

Конвективные пароперегреватели выполняют из стальных труб наружным диаметром 32–42 мм для высокого и сверхкритического давления и толщиной стенки 5–7 мм. В промежуточных пароперегревателях при более низком давлении пара используют диаметр труб 42–50 мм при толщине стенки 4–5 мм.

Обычно для пароперегревателей применяют гладкие трубы, они технологичны в производстве, мало подвержены наружным отложениям и легче от них освобождаются. Недостатком гладкотрубных поверхностей нагрева являются невысокое тепловосприятие при умеренных скоростях газового потока. Концы змеевиков приваривают к коллекторам круглого сечения. Так образуются змеевиковые пакеты перегревателя. Расстояние между рядами змеевиков (вдоль коллектора) составляет  $S = (2 \div 5)d$ . Существуют змеевики одно-, двух- и многорядные (рис. 3.5). Они отличаются числом параллельных труб, образующих змеевик. При большой мощности котла пароперегреватели выполняют обычно в 3–4 ряда труб. При этом условия для приварки концов труб к коллектору усложняются, увеличивается число сверлений в нем и снижается его прочность. В связи с этим при увеличенном числе труб в ряду переходят на использование двух коллекторов для образования змеевика.

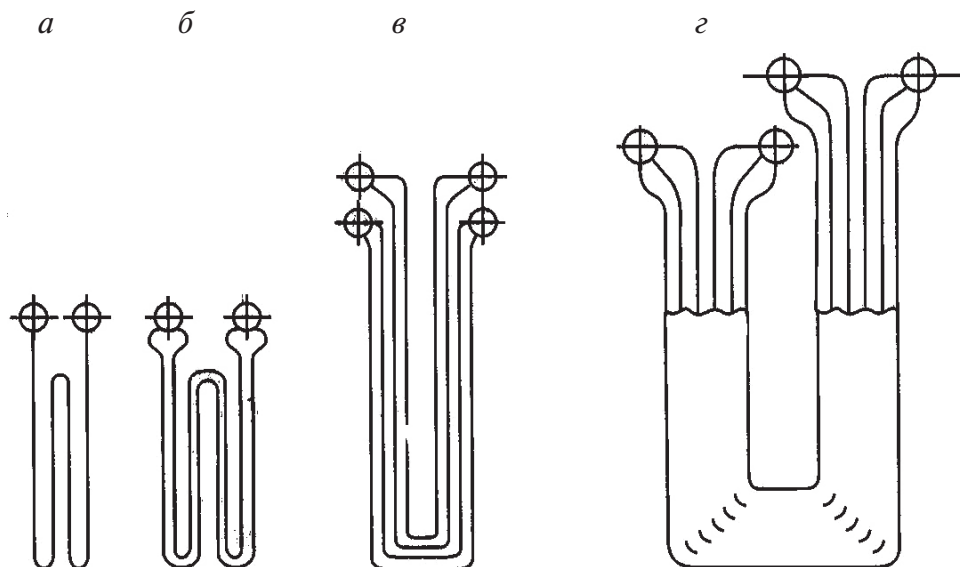


Рис. 3.5. Конвективный пароперегреватель [6]:

*а* — однорядные; *б* — двухрядные; *в* — многорядные; *г* — ширмовые

Ширмовые пароперегреватели по конструкции представляют собой систему из большого числа вертикальных труб (14–50 штук), имеющих один гиб на 180 °С и образующих широкую плоскую ленту, которая имеет опускной и подъемный участки (рис. 3.6). Их размещают на выходе из топочной камеры на заметном удалении друг от друга (шаг ширм  $S = 550\text{--}700$  мм, то есть около  $(17\text{--}22)d$  для исключения возможности зашлакования газовых коридоров между ними. Газовый поток движется вдоль плоских ширм и передает теплоту трубам ширм радиационным и конвективным путем. Для исключения выхода отдельных труб из плоскости ширмы выполняют перевязку труб ширм в двух уровнях по высоте за счет вывода из ряда двух крайних (лобовых) труб и пропуске их с двух сторон снаружи ленты горизонтально за последний подъемный ряд труб (см. рис. 3.6). На горизонтальном участке эти трубы связаны между собой проставками и строго фиксируют остальные трубы в одной плоскости.

Ширмовые пароперегреватели являются радиационно-конвективными поверхностями, их тепловосприятие складывается из значительной доли радиационного излучения от ядра факела и раскаленных газов в объеме между ширмами и доли конвективного теплообмена; так как газы омывают ширмы продольно-поперечным потоком со скоро-

стью 5–8 м/с. Ширмовые перегреватели обычно получают 20–40 % всего тепловосприятия пароперегревателя. В последнее время ширмы стали выполнять не из гладких, а плавниковых труб, либо из гладких труб с вваренными между ними проставками, в результате чего получаются так называемые цельносварные ширмы. Такие ширмы меньше шлакуются, легче очищаются от наружных загрязнений, трубы ширм не выходят из ранжира.

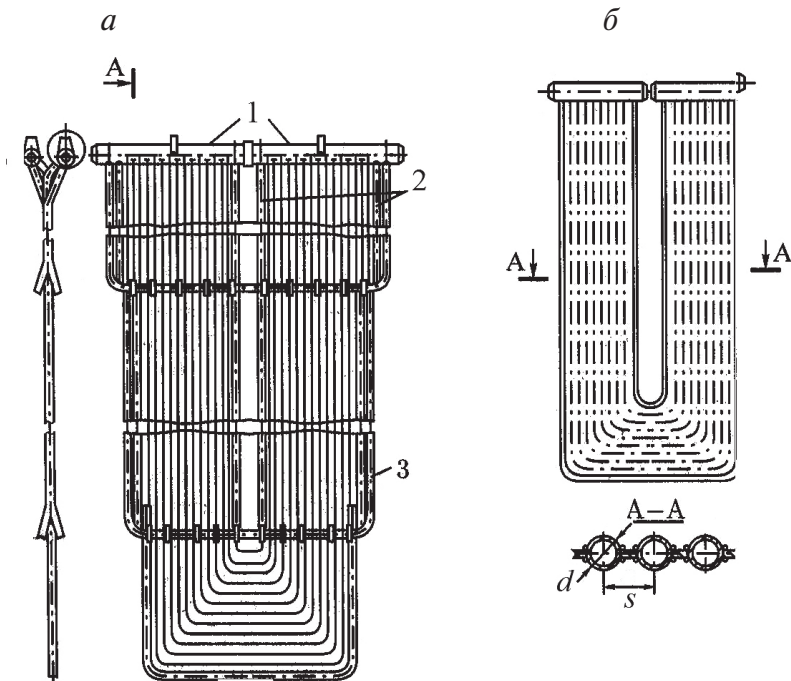


Рис. 3.6. Ширмовые пароперегреватели [6]:

1 — входной и выходной коллекторы, 2 — обвязочные трубы

Радиационные пароперегреватели выполняют настенными и обычно размещают в верхней части топки, где снижены тепловые потоки. Радиационный пароперегреватель барабанного парового котла обычно занимает потолок топки, а если этого недостаточно, то его размещают и на вертикальных ее стенах. Настенные перегреватели, выполненные в виде панели на всю высоту топки (вместо экранных испарительных труб), оказываются менее надежными, так как отвод тепла от металла к пару во много раз слабее, чем к кипящей воде. Особенно тяжелый режим имеет металл труб настенного перегревателя при сниженных

нагрузках, когда расход пара в трубах заметно снижается. Радиационные панели перегревателя в зоне, закрытой топочными экранами, располагают поверх экранных труб в верхней части топки.

*Методы парового регулирования температуры пара*

При изменении нагрузки котла меняется температура перегретого пара. В случае установки радиационного пароперегревателя с уменьшением нагрузки котла температура перегретого пара растет (рис. 3.7, а), поскольку тепловосприятие поверхностей практически не изменяется, а расход подогреваемого пара снижается:

$$h_{\text{пп}} = h'' + F\sigma\varepsilon(T^4 - T_{\text{ст}}^4) / D. \quad (3.1)$$

При использовании конвективного пароперегревателя с уменьшением нагрузки снижаются скорости газов, уменьшается коэффициент теплоотдачи, кроме того, уменьшается температурный напор за счет уменьшения температуры на выходе из топки, что в конечном итоге приводит к снижению тепловосприятия поверхностями нагрева и снижению температуры перегретого пара (рис. 3.7, б):

$$h_{\text{пп}} = h'' + Fk\Delta t / D. \quad (3.2)$$

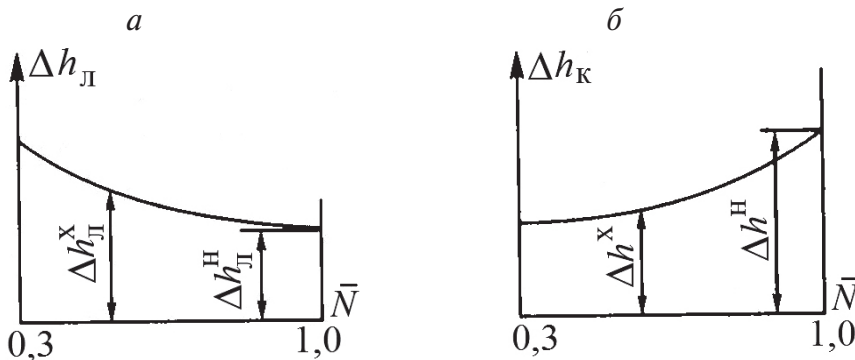


Рис. 3.7. Зависимость удельного тепловосприятия рабочей среды в поверхностях нагрева от тепловой нагрузки котла:

а — радиационные: поверхности; б — конвективные поверхности

Регулирование температуры пара высокого давления на барабанных котлах основано на понижении температуры по мере перегрева пара при ее превышении заданного значения в регулируемой точке. Поэтому размер поверхности пароперегревателя устанавливают такой, чтобы при нагрузке  $0,5 D_{\text{ном}}$  без каких-либо воздействий обеспечить

номинальный перегрев пара. При нагрузках выше  $0,5D_{\text{ном}}$  излишний перегрев пара снимается в пароохладителях. Устройства для регулирования температуры пара в нескольких местах пароперегревательного тракта используются при переходных режимах для стабилизации температуры пара в этих местах. Регулирование промежуточного перегрева пара обеспечивается путем догрева пара до необходимой температуры при нагрузках ниже номинальной. Для этих целей применяются как паровые, так и газовые методы регулирования.

**Впрыскивающий пароохладитель.** Для поддержания установленной температуры пара высокого давления почти исключительно применяются впрыскивающие пароохладители путем ввода (впрыска) в поток частично перегретого пара питательной воды или конденсата, имеющих температуру на  $200\text{--}300\text{ }^{\circ}\text{C}$  ниже охлаждаемого пара.

Впрыскивающий пароохладитель (рис. 3.8) устанавливают на прямом участке паропровода или в коллекторе длиной  $6\text{--}7\text{ м}$ , охлаждающая вода или конденсат вводится в поток пара через форсунку-распылитель с несколькими отверстиями диаметром  $3\text{--}6\text{ мм}$ . Во избежание попадания относительно холодных струй воды на горячие стенки корпуса (коллектора) внутри него установлена разгруженная от давления защитная рубашка цилиндрической формы или в виде сопла Вентури. Ее размер ( $3\text{--}5\text{ м}$ ) определяется расчетной длиной участка испарения капель влаги.

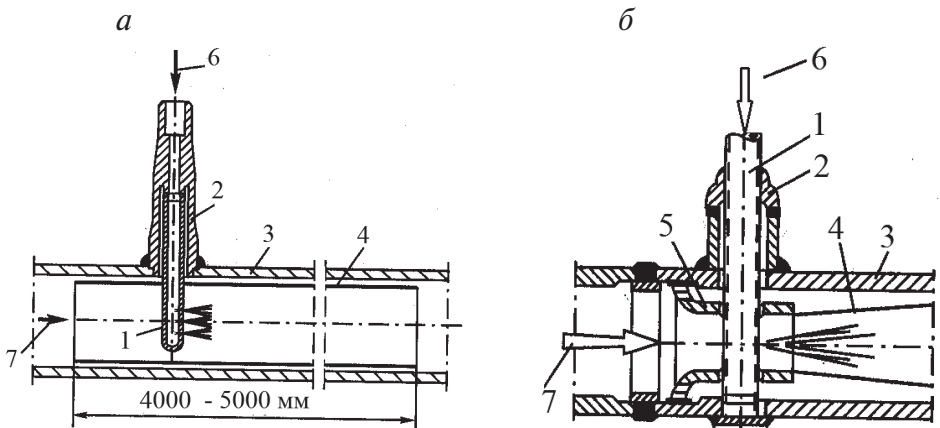


Рис. 3.8. Впрыскивающий пароохладитель [6]:

- a* — с цилиндрической защитной рубашкой; *б* — с соплом Вентури; 1 — водяная форсунка; 2 — штуцер; 3 — корпус пароохладителя; 4 — защитная рубашка; 5 — сопло Вентури; 6 — вход охлаждающей воды; 7 — вход пара

Снижение температуры перегретого пара впрыскивающим пароохладителем достигается на некотором расстоянии от места ввода воды, так как на испарение капель конденсата и последующий перегрев образовавшегося из них пара требуется некоторый промежуток времени, а скорость потока пара в пароохладителе более 40 м/с. Уменьшения этого расстояния достигают более тонким распылением воды за счет уменьшения диаметра отверстий форсунки и увеличения перепада давления между впрыскиваемой водой и паром и по возможности увеличением разности температур пара и конденсата.

Расход воды на впрыск в пароохладитель можно определить, составив тепловой и материальный баланс пароохладителя:

$$D'h'_{\text{по}} + D_{\text{впр}} h_{\text{впр}} = (D' + D_{\text{впр}}) h''_{\text{по}}. \quad (3.3)$$

Здесь:  $D'$ ,  $D_{\text{впр}}$  — расход пара перед пароохладителем и воды на впрыск, кг/с;  $h'_{\text{по}}$ ,  $h''_{\text{по}}$ ,  $h_{\text{впр}}$  — энтальпия пара на входе и выходе из пароохладителя и энтальпия воды, поступающей на впрыск, кДж/кг.

Уравнение позволяет определить необходимый расход воды на впрыск, если задан удельный теплосъем в пароохладителе:

$$D_{\text{впр}} = \frac{D'(h'_{\text{по}} - h''_{\text{по}})}{h'_{\text{по}} - h_{\text{впр}}}. \quad (3.4)$$

Пароохладитель можно устанавливать за пароперегревателем, в рассечку между ступенями пароперегревателя либо на стороне насыщенного пара (рис. 3.9). При установке пароохладителя на выходе из него обеспечивается надежное поддержание заданной температуры пара перед турбиной, но металл пароперегревателя в его выходной части остается не защищенным от высокой температуры пара, и потому такой метод применять нельзя. Установка пароохладителя по остальным вариантам защищает металл пароперегревателя. Однако по мере удаления впрыскивающего устройства от выхода из перегревателя возрастает инерционность регулирования и снижается точность поддержания температуры.

Обычно для регулирования температуры пара используют не один, а два-три пароохладителя, установленные между отдельными пакетами перегревателя. Один из них устанавливают чаще всего перед ширмовым перегревателем ШП (или в рассечку его поверхностей) для обеспечения надежной работы металла этой сильно теплонапряженной поверхности. Этот впрыск является наибольшим по воздействию,



его дополнительная задача состоит в стабилизации энтальпии пара на выходе из радиационных поверхностей с учетом неравномерности тепловыделения по стенам топки. Вторым рекомендуется устанавливать перед конвективными пакетами перегревателя — для стабилизации температуры пара после ширм. На барабанных котлах обычно этот пароохладитель отсутствует. Последний пароохладитель является подрегулирующим, он устанавливается перед выходным пакетом перегревателя, имеющим небольшое тепловосприятие по пару (120–200 кДж/кг). Его задача — окончательно стабилизировать температуру перегретого пара на выходе из котла. Расчетное количество впрыскиваемой воды составляет  $(0,05–0,07) D_{\text{ном}}$  на прямоточных котлах и до  $0,1 D_{\text{ном}}$  — на барабанных.

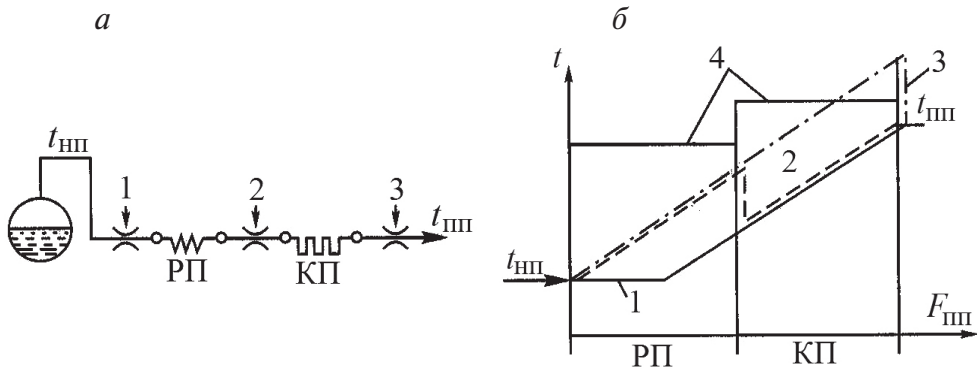


Рис. 3.9. Изменение температуры перегретого пара при различном размещении пароохладителя в тракте пара:  
 а — общая схема установки впрыскивающих устройств; б — изменение температуры пара; 1–3 — места установки пароохладителей и изменение температуры пара в тракте пароперегревателя; 4 — предельно допустимая температура металла поверхности; РП — радиационный перегреватель; КП — конвективный перегреватель;  $t_{\text{нп}}$ ,  $t_{\text{пп}}$  — температура насыщенного и перегретого пара;  $F_{\text{пп}}$  — поверхность пароперегревателя

Впрыскивающие пароохладители требовательны к качеству воды, подаваемой на регулирование. Прямоточные паровые котлы питают в основном очищенным конденсатом и обессоленной добавочной водой, в связи с чем их оборудуют впрыскивающими пароохладителями, использующими питательную воду. В барабанных паровых котлах при сильно минерализованной питательной воде конденсат для впрыска получают в самом котле за счет конденсации части насыщенно-

го пара, отбираемого из барабана котла. Такой способ получения качественной воды для впрыска называют *схемой впрыска собственного конденсата* (рис. 3.10).

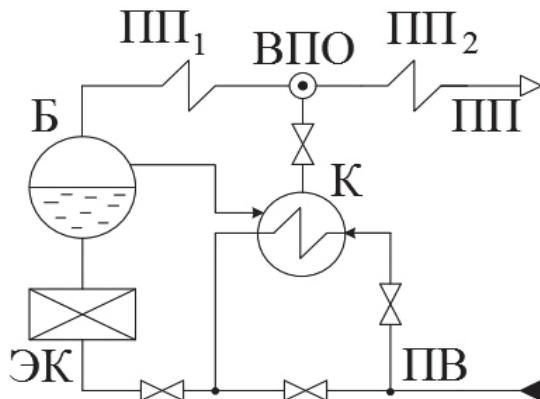


Рис. 3.10. Схема получения собственного конденсата:

Б — барабан котла;  
ЭК — экономайзер;  
К — конденсатор;  
ПП1 — пароперегреватель первой ступени; ВПО — впрыскивающий парохладитель;  
ПП2 — пароперегреватель второй ступени; ПП — перегретый пар; ПВ — питательная вода

Конденсация насыщенного пара происходит за счет отвода теплоты к питательной воде, поступающей затем в экономайзер. Установленный в нижней части конденсатора сборник выдает конденсат на впрыски в парохладители, а избыток его через линию перелива возвращается в барабан.

### 3.3.2. Методы газового регулирования температуры пара

Газовое регулирование вызывает дополнительные расходы энергии на тягу и увеличение потерь теплоты с уходящими газами. Определенное влияние этот способ оказывает на температуру перегрева свежего пара, что усложняет эксплуатацию.

Требуемую температуру промежуточного перегрева пара трудно обеспечить только газовым регулированием, поэтому в мощных котлах этот метод применяют совместно с паровым.

*Рециркуляция продуктов сгорания* обеспечивается возвратом части газов из газохода после экономайзера с температурой  $t_{\text{гп}} = 350\text{--}450\text{ }^{\circ}\text{C}$  в топочную камеру (рис. 3.11). Газы рециркуляции вводят либо в кольцевой канал вокруг горелки, либо непосредственно в короб воздуха горелки.

Поскольку абсолютное давление газов в топке выше, чем в месте отбора их на рециркуляцию, подача газов в топку возможна только

специальным дымососом рециркуляции газов. В связи с этим возрастают общие собственные затраты энергии на перекачку газов. Кроме того, возврат части газов в топку увеличивает общий объем газов в тракте от топки до места отбора газов и сопротивление этого тракта, от чего дополнительно увеличиваются затраты энергии на тягу в основных дымососах.

Доля рециркуляции изменяется обычно от 0,05 до 0,4 (или от 5 до 40 %) и увеличивается по мере снижения нагрузки, когда заметно уменьшается тепловосприятие конвективных поверхностей промежуточного перегревателя. В результате ввода рециркулирующих газов происходит снижение температуры горения в топке, уменьшение тепловосприятия топочных экранов и увеличение тепловосприятия конвективных поверхностей. В итоге в среднем 1 % рециркуляции газов обеспечивает повышение температуры пара на 1,0–1,5 °С.

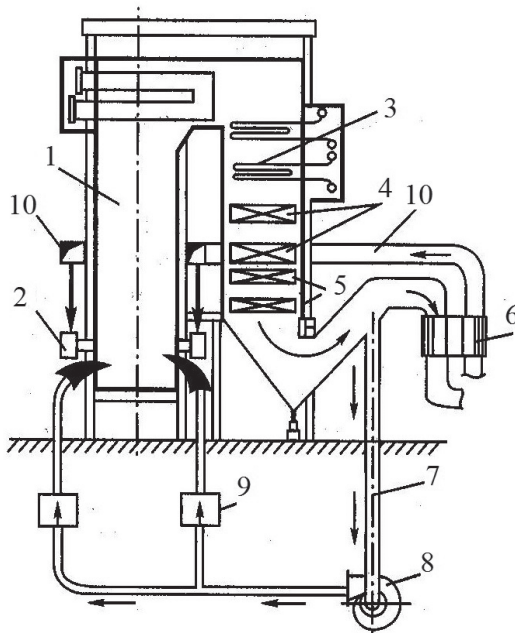


Рис. 3.11. Организация рециркуляции дымовых газов в топку:

- 1 — топка; 2 — горелка;
- 3, 4 — конвективные поверхности пароперегревателя;
- 5 — экономайзер; 6 — регенеративный воздухоподогреватель;
- 7 — линия отбора газов на рециркуляцию;
- 8 — дымосос рециркуляции;
- 9 — регулятор расхода;
- 10 — короб горячего воздуха

Рециркуляцию дымовых газов в широком диапазоне применяют преимущественно на газомазутных котлах, на которых ввод инертных газов в зону горения практически не влияет на полноту сгорания и поверхности которых не подвержены золовому износу при повышенной скорости газов в газоходах.

Введение инертных газов рециркуляции в ядро факела при сжигании твердых топлив допустимо только для реакционных топлив, в других случаях это приводит к затягиванию горения и возможному росту потерь теплоты с недожогом. Для шлакующих топлив рециркуляцию газов можно осуществить в верх топки, ее цель — снижение температуры газов перед ширмами, что уменьшает вероятность их шлакования.

Наличие рециркуляции газов приводит к некоторому повышению температуры уходящих газов, следовательно, потерь теплоты с ними. При этом несколько возрастет расход топлива по сравнению с режимом без рециркуляции.

### 3.4. Водяные экономайзеры

---

Змеевиковые экономайзеры выполняются подобно пароперегревателям с горизонтальными змеевиками в конвективной шахте, их применяют при любом рабочем давлении. Для интенсификации теплообмена и уменьшения загрязнения змеевики экономайзера выполняют из стальных труб уменьшенного диаметра: наружный — 28–32 мм при толщине стенки 2,5–3,5 мм. Концы змеевиков, как и в других поверхностях нагрева, объединяют входным и выходным коллекторами (рис. 3.12, *а*). В паровых котлах, работающих под разрежением, для обеспечения газовой плотности (исключения присоса воздуха в газоход через зазоры между трубами и обмуровкой) и уменьшения потерь теплоты входные и выходные коллекторы помещают в теплоизолирующие камеры (рис. 3.12, *а*), а заданный шаг труб в пакете обеспечивается опорными стойками, которые крепятся к специальным воздухоохлаждаемым балкам, находящимся внутри газохода, и передают на них вес змеевиков экономайзера. В газоплотных котлах почти всегда внутри газохода помещают и коллекторы, служащие одновременно опорой для змеевиков экономайзера (рис. 3.12, *б*). Расположение труб экономайзера обычно шахматное; коридорное расположение по условиям теплообмена нецелесообразно.

Движение воды в экономайзере делают восходящим, это обеспечивает свободный выход с водой выделяющихся при нагреве газов и образующегося в случае кипения воды в экономайзере пара. Для удобства ремонта и эксплуатации поверхность экономайзера по ходу продуктов

сгорания разделяют на пакеты высотой до 1 м. Разрывы между пакетами — не менее 650–800 мм.

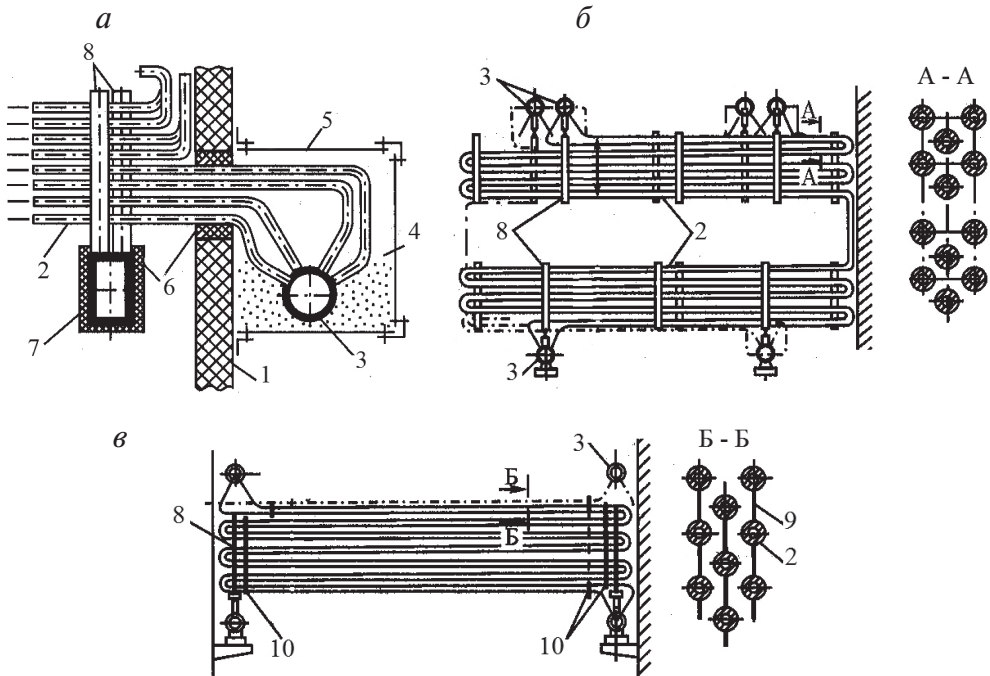


Рис. 3.12. Конструктивное выполнение экономайзеров [6]:

- a* — тепловая изоляция коллектора экономайзера; *б* — пакет экономайзера из гладких труб; *в* — мембранный экономайзер; 1 — обмуровка конвективной шахты; 2 — трубы; 3 — коллектор; 4 — теплоизоляционная засыпка; 5 — металлическая обшивка; 6 — огнеупорная обмазка; 7 — опорная балка; 8 — опорные стойки; 9 — мембранная проставка; 10 — граница установки мембран

Коллекторы экономайзеров обычно размещают вдоль малой (боковой) стороны конвективной шахты. Массовая скорость воды в трубах экономайзера должна быть не менее  $500\text{--}600 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , а в кипящих частях экономайзера —  $800\text{--}1000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ . Для обеспечения необходимой скорости движения определяется общее число параллельно включенных труб, и по условиям их приварки к коллекторам и создания нужного шага между трубами устанавливается число параллельных потоков воды в пакетах экономайзера (обычно имеет место 2–4 потока).

Для интенсификации теплопередачи с газовой стороны и повышения компактности пакетов увеличивают поверхность нагрева путем

сварки гладких труб на прямых участках с помощью проставок из листовой стали толщиной 3–4 мм. Получаются пакеты так называемых мембранных экономайзеров (рис. 3.12, в). Мембранный экономайзер занимает меньший объем газохода и за счет тепловоспринимающей поверхности проставок расход гладких труб уменьшается на 25–30 % при одинаковом тепловосприятии. Такой экономайзер к тому же не требует установки дистанционирующих опор, оказывается жестким по конструкции и опирается на собственные раздающие коллекторы.

Для котлов ДКВР, КЕ, ДЕ и других с давлением в барабане до 2,4 МПа используется экономайзер некипящего типа, собираемый из ребристых чугунных труб ВТИ, соединяемых между собой чугунными калачами. Промышленность выпускает элементы длиной 1,5; 2; 2,5 и 3 м, имеющие параметры:

Параметры	Величины			
Длина, м	1,5	2	2,5	3
Поверхность нагрева со стороны газов, $\text{м}^2, H_0$	2,18	2,95	3,72	4,49
Живое сечение для прохода газов, $\text{м}^2, f_1$	0,088	0,12	0,152	0,184
Живое сечение для прохода воды, $\text{м}^2, f_в$	0,00435			

Для котлов производительностью до 10 т/ч обычно используются ребристые чугунные трубы длиной 2 м (рис. 3.13, 3.14). Для более мощных котлов — 3 м. Трубы-элементы укладываются в коридорном порядке, причем фланцы элементов образуют боковые стороны ВЭК.

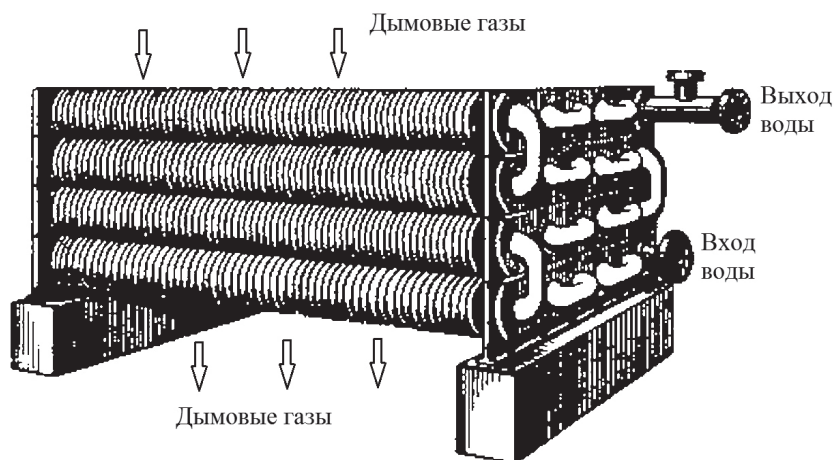


Рис. 3.13. Монтажная схема экономайзера

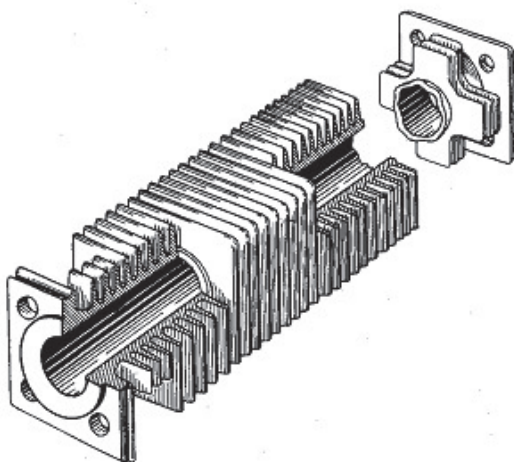


Рис 3.14. Труба чугунного экономайзера

Все поверхности теплообмена котельных агрегатов используются в разных комплектациях. Во многом это зависит от вида сжигаемого топлива, поэтому вопрос о видах топлива и способах его сжигания является определяющим.

### 3.5. Воздухоподогреватели

По принципу действия различают рекуперативные и регенеративные воздухоподогреватели. Рекуперативные воздухоподогреватели работают с неподвижной поверхностью нагрева, через которую непрерывно передается тепло от продуктов сгорания к воздуху. В регенеративных воздухоподогревателях поверхность нагрева омывается попеременно то продуктами сгорания, нагреваясь при этом, то воздухом, отдавая ему тепло.

Воздухоподогреватель работает в условиях отличных от условий работы экономайзера и других элементов водопарового тракта. Здесь наименьшие температурные напоры между греющими продуктами сгорания и нагреваемым воздухом и самый низкий коэффициент теплопередачи, поэтому его поверхность нагрева превышает суммарную поверхность нагрева всех элементов водопарового тракта и для котла мощного блока достигает десятков и сотен тысяч квадратных метров.



Основным видом рекуперативных воздухоподогревателей является *трубчатый воздухоподогреватель* (ТВП) с вертикально расположенной трубной системой (рис. 3.15). Эти воздухоподогреватели выполняются из стальных труб наружным диаметром 30–40 мм при толщине стенки 1,2–1,5 мм. Трубы — прямые вертикальные, концами приварены к трубным доскам и расположены в шахматном порядке.

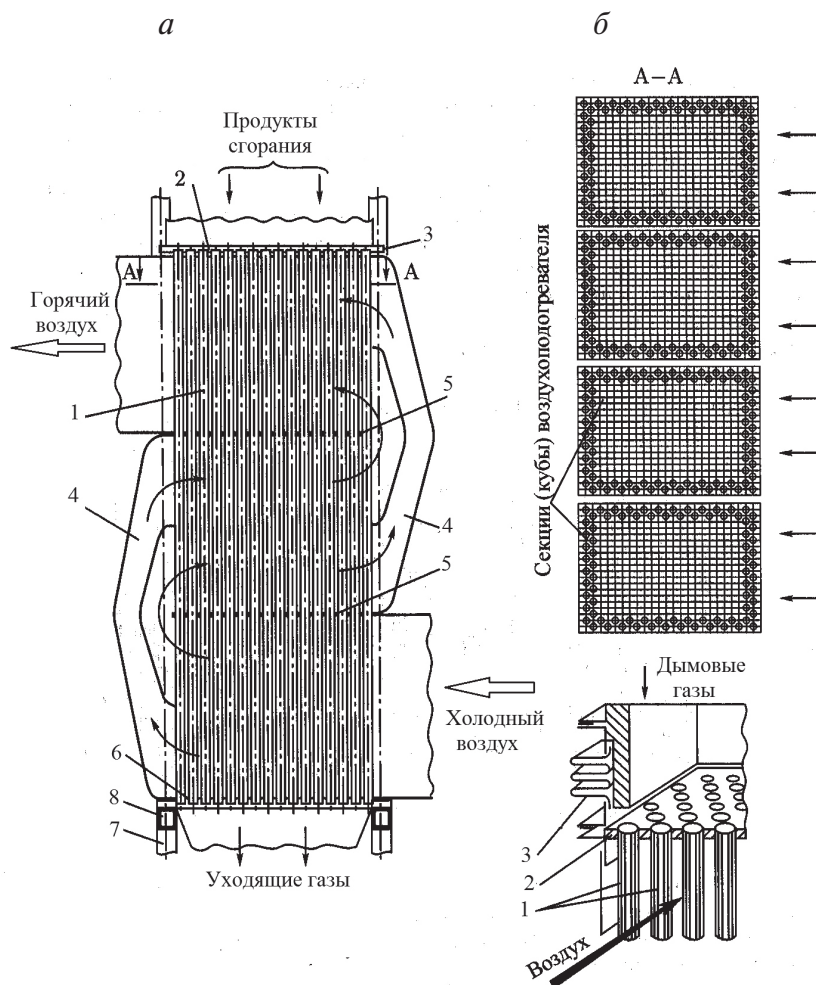


Рис. 3.15. Конструкция трубчатого воздухоподогревателя [6]:

- a* — общий вид; *б* — узел крепления труб и тепловая компенсация;  
 1 — стальные трубы; 2, 6 — верхняя и нижняя трубные доски; 3 — компенсатор тепловых расширений; 4 — воздухоперепускной короб; 5 — промежуточная трубная доска; 7, 8 — опорные колонны и горизонтальные балки



Обычно внутри труб проходят продукты сгорания (продольное омывание), тепло которых передается воздуху, движущемуся между трубами (поперечное омывание). Для образования перекрестного тока воздуха трубную систему по высоте делят на несколько ходов промежуточными перегородками — досками; в местах поворота установлены воздушные перепускные короба. Воздухоподогреватель с боков имеет наружные стальные плотные стенки, нижняя трубная доска опирается на металлическую раму, связанную с каркасом котла.

Трубная система расширяется при нагревании кверху, при этом верхняя трубная доска имеет возможность перемещений и в то же время обеспечивает плотность газохода за счет установки линзового компенсатора по всему ее периметру. Трубчатый воздухоподогреватель выполняют в виде отдельных кубов (секций), удобных для монтажа и транспорта, которые заполняют все сечение газохода. Трубные доски секций между собой также уплотняют линзовыми компенсаторами.

При последовательном размещении вдоль газового тракта экономайзера и воздухоподогревателя, называемым одноступенчатой компоновкой поверхностей в конвективной шахте, возникает ограничение температуры подогрева воздуха. Поскольку масса и теплоемкость воздуха меньше, чем эти же показатели в газовом потоке, повышение температуры воздуха происходит в большей мере, чем снижение температуры газов, и перепад температур между газами и воздухом по мере нагрева последнего снижается. Предельная температура подогрева воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе соответствует достижению минимального перепада температур газ-воздух  $\Delta t = 30^\circ\text{C}$  и составляет  $250\text{--}320^\circ\text{C}$  (рис. 3.16)

Для подогрева воздуха до более высокой температуры ( $350\text{--}450^\circ\text{C}$ ) ТВП выполняют двухступенчатым, располагая вторую ступень ТВП выше поверхности экономайзера в зоне более высоких температур газов (рис. 3.17). Этим достигается значительное увеличение начального перепада температур газ-воздух, что обеспечивает дальнейший нагрев воздуха и способствует снижению габаритов второй ступени. ТВП выполняют из углеродистой стали, для которой максимально допустимая температура металла не превышает  $500^\circ\text{C}$ , что при температуре подогрева воздуха до  $400^\circ\text{C}$  соответствует температуре продуктов сгорания не более  $600^\circ\text{C}$ . Обычно температура продуктов сгорания

за пароперегревателем высокого давления выше, а потому для защиты металла второй ступени воздухоподогревателя, если в схеме котла нет промежуточного перегревателя, располагают вторую ступень экономайзера.

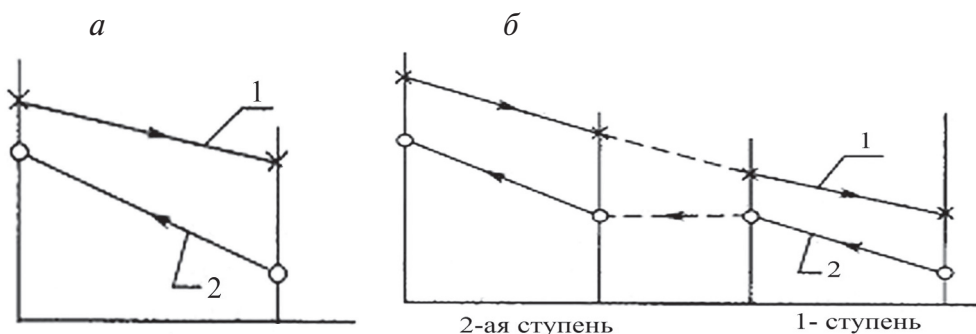


Рис. 3.16. Изменение температур газов и воздуха в воздухоподогревателях:

*а* — одноступенчатая компоновка; *б* — двухступенчатая компоновка;  
1 — продукты сгорания; 2 — воздух

Трубчатые воздухоподогреватели просты по конструкции, надежны в работе, значительно более плотны в сравнении с воздухоподогревателями других систем. Однако они в большей мере подвергаются коррозии, при конденсации влаги и паров  $\text{H}_2\text{SO}_4$ , если температура стенки будет ниже  $90\text{--}100\text{ }^\circ\text{C}$ , в результате чего в трубах образуются сквозные отверстия и воздух перетекает на газовую сторону, увеличивая потери теплоты с уходящими газами и затраты на перекачку увеличенного объема продуктов сгорания.

Защита труб от коррозии чаще всего достигается подогревом поступающего холодного воздуха в паровых калориферах (при подогреве воздуха свыше  $50\text{ }^\circ\text{C}$ ), либо путем рециркуляции части горячего воздуха на вход в ТВП (при нагреве до  $50\text{ }^\circ\text{C}$ ), но при этом снижается экономичность работы котла, так как одновременно происходит повышение температуры уходящих газов и рост потери теплоты с ними.

Основным типом регенеративного воздухоподогревателя электростанций является *вращающийся регенеративный воздухоподогреватель* (РВП), у которого поверхность теплообмена во вращающемся кор-

пуге (роторе) попеременно находится в газовом потоке, нагреваясь от высокотемпературных газов, а затем поступает в холодный воздушный поток и греет воздух, отдавая ему избыточное тепло (рис. 3.18, *a*). В отличие от ТВП, регенеративный воздухоподогреватель располагают вне пределов конвективной шахты и соединяют его с котлом газо- и воздухопроводами.

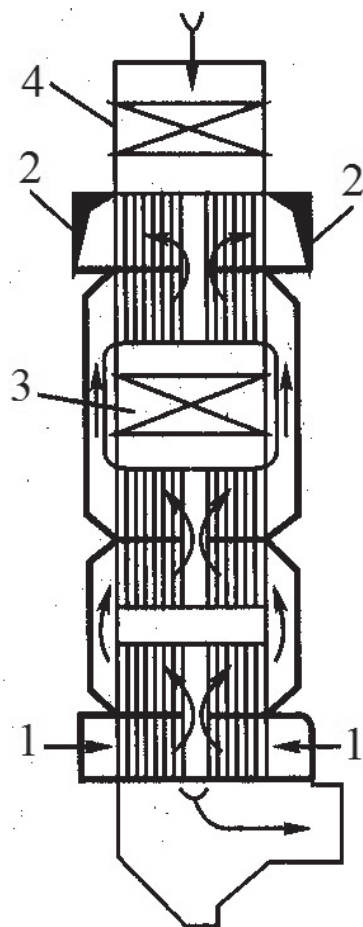


Рис. 3.17. Двухпоточная и двухступенчатая компоновка воздухоподогревателя [5]:

1 — вход холодного воздуха; 2 — выход горячего воздуха; 3, 4 — первая и вторая ступени экономайзера

Поверхностью теплообмена служит плотная набивка из тонких гофрированных и плоских стальных листов, образующих каналы малого эквивалентного диаметра ( $d = 8-19$  мм) для прохода продуктов сгорания и воздуха (рис. 3.18, *b*).

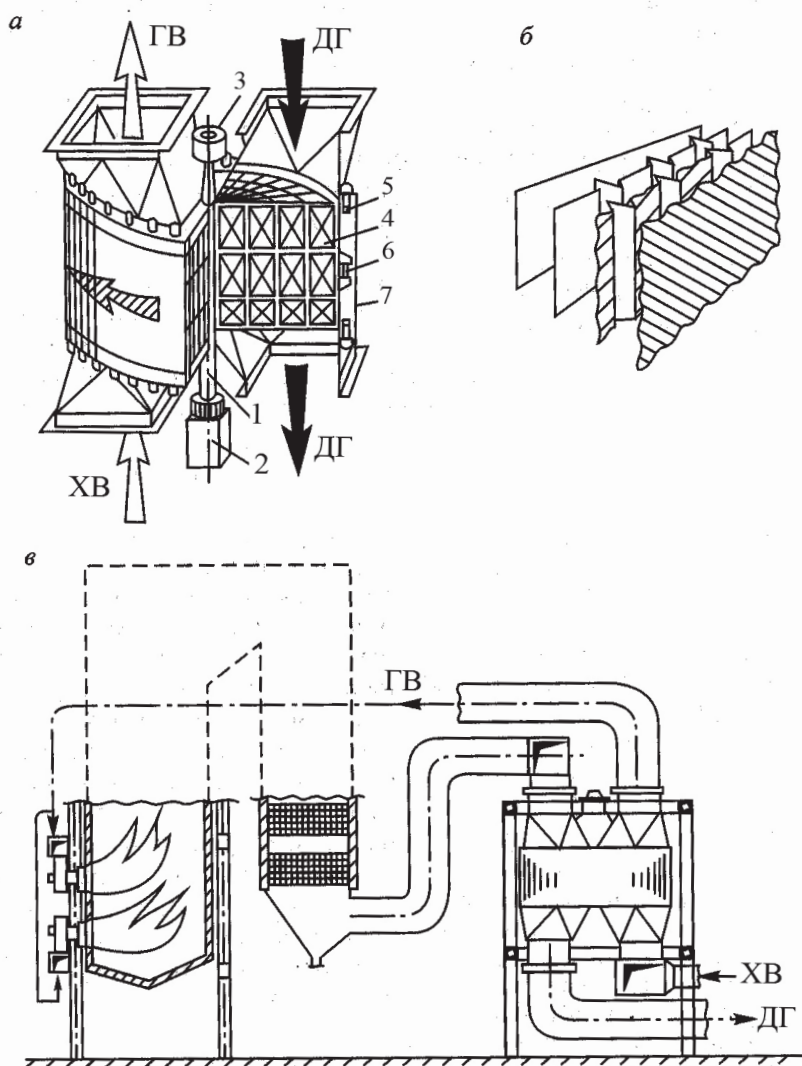


Рис. 3.18. Схема конструктивного выполнения РВП [6]:

*а* — общий вид аппарата; *б* — пластины теплообменной поверхности;

*в* — соединение корпуса РВП с котлом; ДГ — дымовые газы;

ХВ — холодный воздух; ГВ — горячий воздух; 1 — вал;

2, 3 — нижняя и верхняя опоры; 4 — секция ротора; 5 — верхнее периферийное уплотнение; 6 — зубья привода; 7 — наружная металлическая обшивка (кожух)

Набивка в виде секций заполняет цилиндрический пустотелый ротор, который по сечению разделен глухими радиальными перегород-

ками на изолированные друг от друга секторы. Ротор воздухоподогревателя медленно вращается (с частотой 1,5–2,2 об/мин), его вал имеет привод от электродвигателя через шестеренчатую передачу. Взаимное движение потоков — противоток.

### Вопросы к главе 3

---

1. Назовите испарительные поверхности нагрева и топочные экраны.
2. Перечислите испарительные поверхности нагрева и топочные экраны прямоточных котлов.
3. Назовите основные типы пароперегревателей.
4. В чем заключается особенность формирования радиационной поверхности теплообмена в топочной камере?
5. От какого параметра зависит конвективный теплообмен на пароперегревателе?
6. Укажите способы регулирования температуры перегретого пара.
7. В чем конструктивные отличия рекуперативных и регенеративных воздухоподогревателей. Области применения.
8. Что экономит экономайзер паровых котлов?

---

## Глава 4. Водогрейные котлы

---

**В**одогрейными называются котлы, предназначенные для выработки теплоты в виде горячей воды на нужды систем теплоснабжения, промышленных предприятий и т. д. Как правило, вода нагревается до температур, которые определяются температурным графиком тепловой нагрузки. По типу организации движения рабочей среды водогрейные котлы подразделяются на газотрубные и водотрубные. Исторически сложилось так, что первыми появились газотрубные котлы.

**Газотрубный котел** — это установка для выработки теплоты в виде горячей воды (реже — пара), у которой поверхность нагрева состоит из трубок небольшого диаметра, внутри них движутся горячие продукты сгорания топлива. Теплообмен происходит посредством нагрева теплоносителя (воды), находящегося снаружи трубок.

Согласно СП-89.13300.2016 такие котлы называют газотрубными: в жаровых трубах происходит горение, в дымогарных только движутся продукты сгорания. Обычно жаровые трубы толще и их количество меньше.

По направлению движения дымовых газов жаротрубные котлы можно разделить на пролетные, где проходящие огневую камеру и жаровые трубы горячие газы не меняют своего направления, и на оборотные, где газы совершают поворот в огневой камере.

Наиболее распространенная конструкция газотрубных котлов — цилиндрический корпус, расположенный горизонтально. Внутри корпуса у водогрейных котлов находится горячая вода, у паровых — водяной и паровые объемы. В качестве топки используется жаровая труба, расположенная либо по центру котла, либо ниже. В переднем торце жаровой трубы устанавливается наддувная горелка, рассчитанная на сжигание газообразного или жидкого топлива. Выше топки располагаются

пучки дымогарных труб, по которым происходит дальнейшее движение горячих газов с последующим выходом в дымовую трубу.

Котлы такой конструкции бывают двухходовыми и трехходовыми. В двухходовых котлах используется реверсивная топка. В реверсивной топке дымовые газы, отражаясь от задней стенки топки, разворачиваются на  $180^\circ$  и идут к передней стенке котла. Далее горячие газы снова меняют направление движения, отражаясь от передней стенки, и, проходя через дымогарные трубы, удаляются из котла.

В трехходовом котле дымовые газы возвращаются к передней стенке котла через вторую жаровую трубу либо через второй пакет дымогарных труб. Далее горячие газы снова меняют направление движения, отражаясь от передней стенки, и, проходя через дымогарные трубы, удаляются из котла.

К достоинствам газотрубного котла можно отнести следующее:

- простота изготовления;
- возможность применения низкокачественной стали, которая снижает себестоимость;
- компактность;
- простота обслуживания;
- широкий диапазон нагрузок.

В то же время газотрубные котлы обладают рядом эксплуатационных недостатков, перечеркивающих все их достоинства. А именно:

- высокие требования (по сравнению с котлами водотрубной конструкции) к качеству котловой воды. Более жесткие требования к качеству питательной воды объясняются очень малыми скоростями (на порядок меньше по сравнению с водотрубными котлами) теплоносителя в жаротрубных котлах. У жаротрубного котла скорость воды настолько мала, что он практически является фильтром-осадителем. Такие котлы нельзя включать по одноконтурной схеме в работу со старой тепловой сетью, имеющей многолетнее накопление шлама в нижней части радиаторов, сетевых трубопроводах. В результате осаждения взвешенных веществ и покрытия ими части дымогарных труб, температура этих труб становится выше, давление перегретых труб на трубную доску и напряжения в сварных швах резко возрастают, что приводит к деформации теплообменника и разрыву швов;
- жаротрубный котел взрывоопасен. При большом объеме нагретой воды при внезапном снижении давления внутри котла до ат-

мосферного (раскрытие шва) мгновенно выделяется огромное количество пара и происходит взрыв;

- у жаротрубных отопительных котлов аэродинамическое сопротивление выше, чем у водотрубных;
- необходимо отметить еще одну, хотя далеко и не основную проблему жаротрубных котлов. Наличие большого объема воды делает котел «вяло» реагирующим на потребность в тепле. Характерное для таких котлов длительное время нагрева приводит на практике к необходимости поддерживать высокую температуру большой массы воды в течение какого-то периода времени в ожидании потребности в тепле. А стоимость топлива, идущего на поддержание этого «горячего резерва» может достигать значительной величины.

Отопительные котлы КСВ представляют собой секционные водогрейные трехходовые жаротрубные котлы (рис. 4.1). Первый ход образован жаровой трубой и поворотной камерой. Второй и третий ход образуют дымогарные трубы конвективной части котла. Основные технические данные и параметры котлов соответствуют указанным в табл. 4.1.

Таблица 4.1

**Эффективный диаметр частиц золы**

Наименование показателя	КСВ — 1,0	КСВ — 2,0	КСВ — 3,0	КСВ — 5,0	КСВ — 8,0
Номинальная теплопроизводительность, МВт (Гкал/ч)	1,0 (0,86)	2,0 (1,72)	3,0 (2,58)	5,0 (4,3)	8,0 (6,9)
Коэффициент полезного действия, % не менее	91	92	92	92	92
Минимальная температура воды на входе, °С	70				
Максимальная температура воды на выходе, °С	115				
Гидравлическое сопротивление, МПа (кгс/см <sup>2</sup> ) не более	0,01 (0,1)	0,01 (0,1)	0,01 (0,1)	0,02 (0,2)	0,012 (0,12)
Аэродинамическое сопротивление мм. вод. ст. (Па)	50 (500)	60 (600)	70 (700)	110 (1100)	100 (1000)
Максимальное рабочее давление воды, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,6 (6)				
Топливо	природный газ, мазут				



Окончание табл. 4.1

Наименование показателя	КСВ — 1,0	КСВ — 2,0	КСВ — 3,0	КСВ — 5,0	КСВ — 8,0
Расход топлива	определяется установленной горелкой				
Расход воды, м <sup>3</sup> /ч не менее	19,8	32,4	52,2	100	130
Объем котла, м <sup>3</sup>	3,5	5,31	7,6	11,1	18,0
Поверхность нагрева котла, м <sup>2</sup>	37,57	68,69	96,26	164,95	230

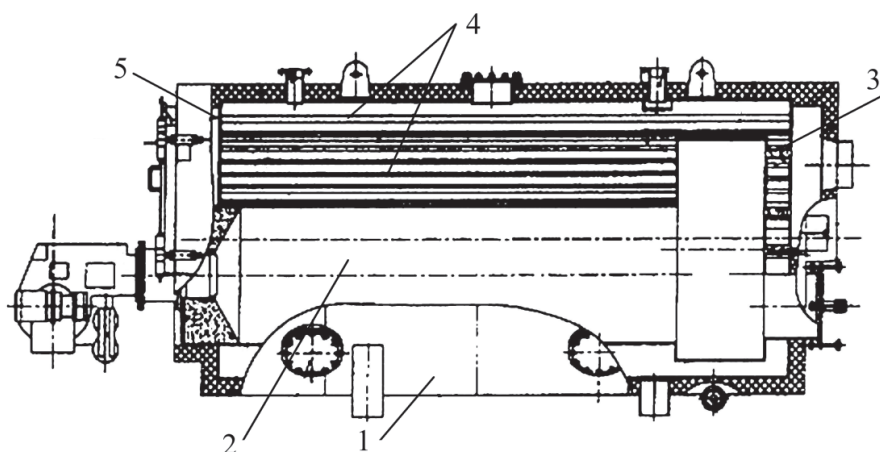


Рис. 4.1. Котел КСВ:

1 — корпус котла, 2 — жаровая труба, 3 — задняя трубная доска,  
4 — дымогарные трубы, 5 — передняя трубная доска

Котел состоит из корпуса, передней крышки, короба для отвода дымовых газов, опор, теплоизоляции и декоративного кожуха. Корпус котла (1) — цилиндрической формы, включает в себя топочную камеру, переднюю (5) и заднюю (3) трубные доски, конвективный газоход и наружную обечайку.

Топочная камера — цилиндрическая, выполнена в виде жаровой трубы (2) и камеры обратного хода пламени с приваренными трубными досками.

К передней кромке топочной камеры приварен фланец горелки, а днище топочной камеры связано с задней трубной доской корпуса (3) анкерными трубами.

Конвективный газоход котла состоит из дымогарных труб (4). Трубы сгруппированы и вварены в трубные доски. Между пучками дымогар-

ных труб для осмотра и очистки котла по водяной стороне оставлены промежутки. В качестве дымогарных труб используются цельнотянутые трубы.

На наружной обечайке размещены: подводящий патрубок обратной воды; отводящий патрубок прямой воды; три смотровых люка; сливной патрубок; взрывной клапан.

Передняя крышка двустворчатая, изготовлена из металлического листа с заливкой огнеупорной массой. Под передней крышкой расположен фланец с резьбовыми шпильками для присоединения горелки. Под коробом для отвода дымовых газов расположен взрывной клапан, обмурованный с внутренней стороны, оснащенный пружинами и смотровым патрубком.

В качестве изоляционного материала используются плиты из минеральной ваты, выдерживающие температуру до 300–500 °С. Толщина изоляции равна 100 мм. Поверх минеральной ваты котел покрывается декоративным кожухом из алюминия или оцинкованного листа толщиной 1 мм.

Факел горелки располагается горизонтально в центре топки. Дымовые газы, достигнув дна камеры обратного хода пламени, поворачивают на 180° и через дымогарные трубы направляются к фронту котла. В полости между передней крышкой и передней трубной доской газы поворачивают на 180° и входят в конвективный газодход, проходят его и через сборный короб поступают в дымовую трубу котельной.

Вода подается в котел через входной патрубок в задней части корпуса. Котел в составе котельной оборудуется также смесительным водяным насосом, с помощью которого температуру возвращающейся в котел воды повышают как минимум до 70 °С. Из-за коррозии элементов котла чрезвычайно важным является то, чтобы соприкасающиеся с дымовым газом поверхности не понижали в котле точку росы дымового газа. По этой причине температура обратной воды, поступающей в котел, не должна быть ниже +70 °С. Вода из котла отводится через выходной патрубок, расположенный в передней части корпуса котла.

Предварительный пуск котла следует производить медленно, чтобы вода, оставшаяся в футеровке горелки и передней крышки, смогла испариться без ущерба для футеровки. Температуру футеровки повышают постепенно и поддерживают на уровне 160 °С 6 часов. Одновре-

менно во избежание образования конденсата в элементах теплообмена первоначальный пуск котла и переход его из холодного состояния в горячее должен происходить медленно. Рекомендуемая скорость нагрева воды в котле не должна превышать  $1\text{--}1,5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ . При нарушении этих требований во время первоначального пуска котла в элементах теплообмена (дымогарных трубках, поворотной камере, жаровой трубе) возможно образование конденсата, который затем накапливается в передней и задней поворотных камерах котла и при наполнении камер вытекает наружу.

На рис. 4.2 представлен водогрейный трехходовой котел фирмы *Viessmann*: первый ход — жаровая труба, второй и третий ходы — ряды труб.

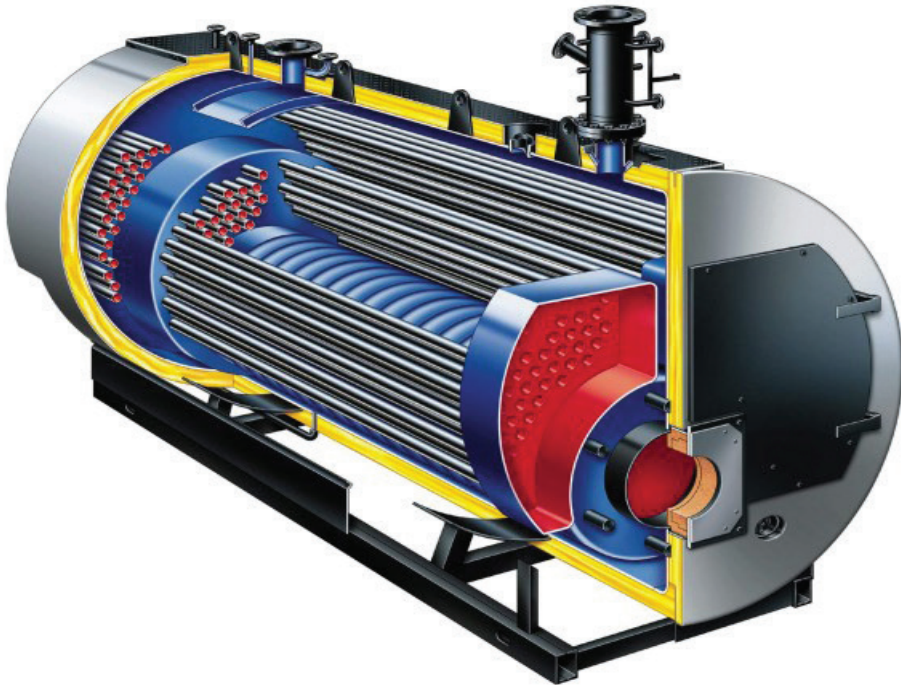


Рис. 4.2. Водогрейный котел фирмы *Viessmann*

На рис. 4.3 представлена схема движения продуктов сгорания. За счет трехходового движения газов снижается их температура, что определяет снижение выбросов оксидов азота при трехходовой компоновке котла.

На рис. 4.4 представлен двухходовой газотрубный котел, на рис. 4.5 — трехходовой с боковым размещением жаровой трубы.

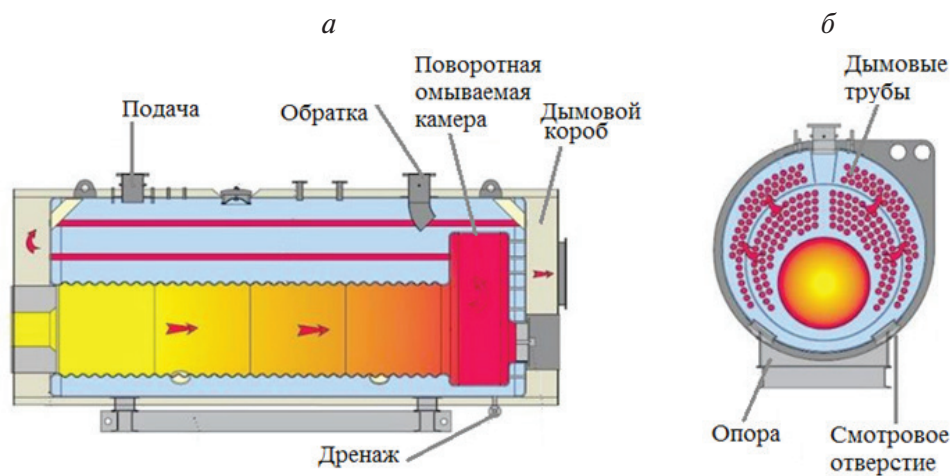


Рис. 4.3. Схема движения потоков воды и газов:  
*а* — продольный разрез; *б* — поперечный разрез

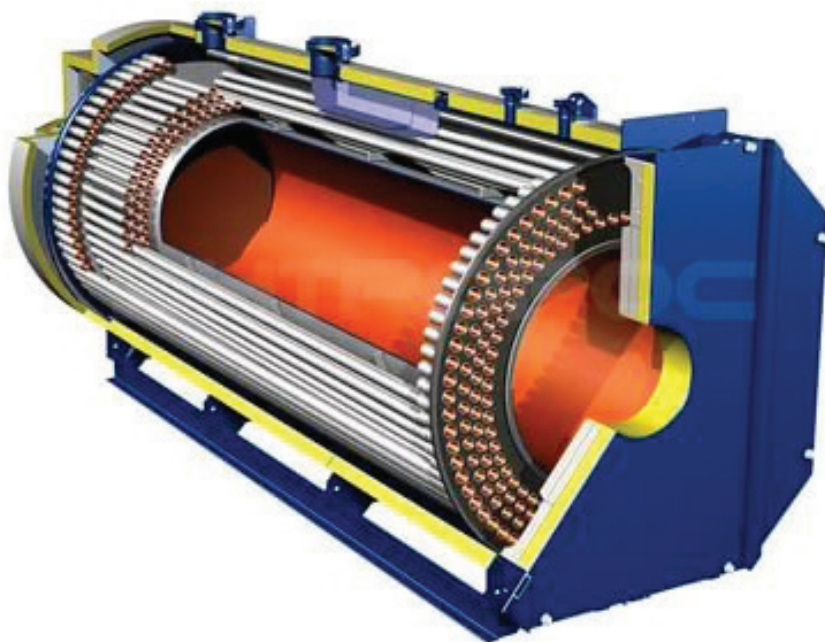


Рис. 4.4. Двухходовая компоновка водогрейного котла

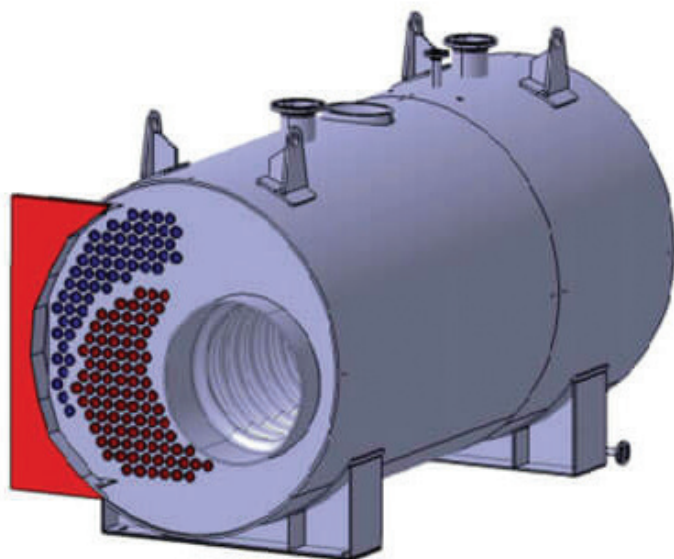


Рис. 4.5. Трехходовой котел с боковым размещением жаровой трубы

### Водотрубные котлы

Водотрубные водогрейные котлы представляют собой различным образом расположенную систему труб, внутри которых движется нагреваемая вода, а снаружи осуществляется нагрев за счет теплоотдачи от дымовых газов.

Водогрейные водотрубные котлы тепловой мощностью до 30 Гкал/ч типа КВ-ГМ теплопроизводительностью до 34,9 МВт (30 Гкал/ч) работают под давлением воды до 2,5 МПа (25 кгс/см<sup>2</sup>), нагреваемой до 150° (иногда 200 °С), и предназначены для покрытия теплофикационных нагрузок промышленных и бытовых потребителей, а также удовлетворения нужд технологических процессов.

Водогрейные котлы, назначением которых является получение горячей воды заданных параметров, применяют для теплоснабжения систем отопления и вентиляции, бытовых и технологических потребителей. Водогрейные котлы, работающие обычно по прямоточному принципу с постоянным расходом воды, устанавливают не только на ТЭЦ, но и в районных отопительных, а также отопительно-производственных котельных в качестве основного источника теплоснабжения. Промышленность выпускает широкий ассортимент унифицированных по конструкции водогрейных котлов. Их характеризуют



по теплопроизводительности, температуре и давлению воды, а также по роду металла, из которого они изготовлены. Чугунные котлы выпускаются теплопроизводительностью до 1–1,5 Гкал/ч, давление 0,7 МПа, с температурой горячей воды до 115 °С. Стальные котлы изготавливаются в соответствии со шкалой теплопроизводительности на 4; 6,5; 10; 20; 30; 50; 100; 180 Гкал/ч (4,5; 7,5; 11,6; 23,2; 35; 58; 116 и 210 МВт). Водогрейные котлы до 30 Гкал/ч обычно обеспечивают работу только в основном режиме с подогревом воды до 150 °С при давлении воды на входе в котел 1,6 МПа. Для котлов мощностью выше 30 Гкал/ч предусматривается возможность работы как в основном, так и в пиковых режимах с подогревом воды до 200 °С при максимальном давлении на входе в котел 2,5 МПа.

Водогрейный котел пикового теплофикационного водогрейного модернизированного типа (ПТВМ) выпускается средней и большой теплопроизводительности (30, 50 и 100 Гкал/ч), рис. 4.6.

Эти котлы работают на газообразном и жидком топливах. Конструкция котлов типа ПТВМ бывает с П-образной компоновкой (ПТВМ-30) и башенной (ПТВМ-50, ПТВМ-100). Давление воды на входе в котел — 2,5 МПа. Температура воды на входе в котел в основном режиме — 70 °С, в пиковом режиме — 104 °С. На выходе температура воды — 150 °С. Пиковый теплофикационный водогрейный газомазутный котел тепло-производительностью 30 Гкал/ч имеет П-образную компоновку и состоит из топочной камеры 5, конвективной шахты 2 и соединяющей их поворотной камеры 6. Все стены топочной камеры котла, а также задняя стенка и потолок конвективной шахты экранированы трубами  $\varnothing 60 \times 3$  мм с шагом  $S = 64$  мм. Боковые стены конвективной шахты закрыты трубами  $\varnothing 84 \times 4$  мм с шагом  $S = 128$  мм. Конвективная поверхность нагрева котла 3, выполненная из труб  $\varnothing 28 \times 3$  мм, состоит из двух пакетов. Змеевики конвективной части собраны в ленты по шесть-семь штук, которые присоединены к вертикальным стойкам. Котел оборудован шестью газомазутными горелками 4, установленными по три встречно на каждой боковой стенке топки. Диапазон регулирования нагрузки котлов — 30–100 % номинальной производительности. Регулирование производительности осуществляется путем изменения числа работающих горелок. Для очистки внешних поверхностей нагрева предусмотрено дробеочистительное устройство 1.

Дробь поднимается в верхний бункер с помощью пневмотранспорта от специальной воздушовушки. Тяга в котле обеспечивается дымосо-

сом, а подача воздуха — двумя вентиляторами. Трубная система котла опирается на рамку каркаса. Облегченная обмуровка котла общей толщиной 110 мм крепится непосредственно к экранным трубам. КПД котла 91 % при работе на газе и 88 % — при работе на мазуте.

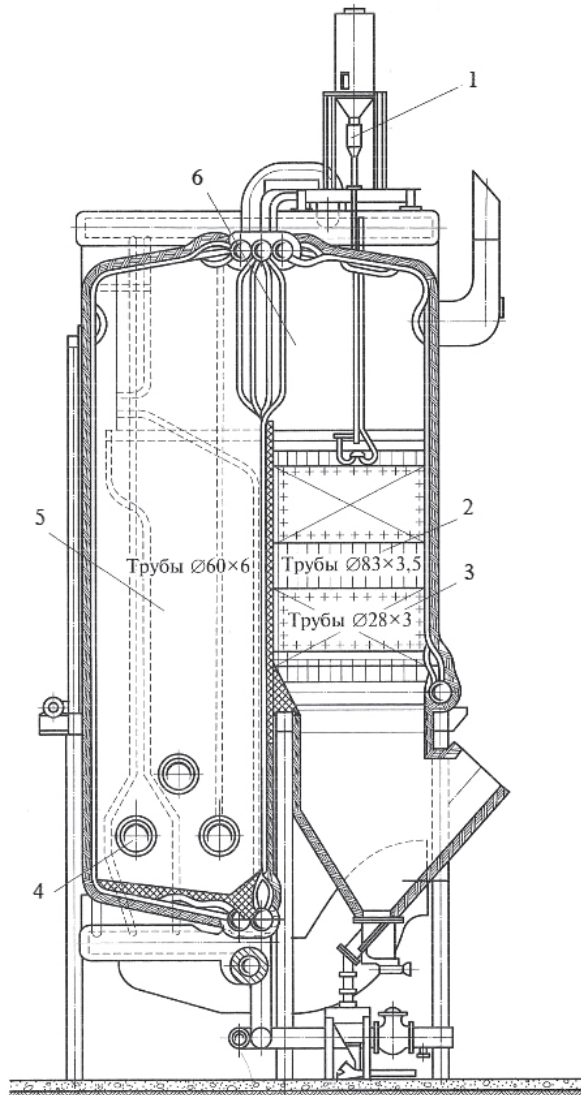


Рис. 4.6. Водогрейный котел ПТВМ-30 (КВГМ-30-150М):

- 1 — дробеочистительное устройство; 2 — конвективная шахта; 3 — конвективная поверхность нагрева; 4 — газомазутная горелка; 5 — топочная камера; 6 — поворотная камера

Котлы ПТВМ-50 и –100 (рис. 4.7) имеют башенную компоновку и выполнены в виде прямоугольной шахты, в нижней части которой находится полностью экранированная топочная камера 3.

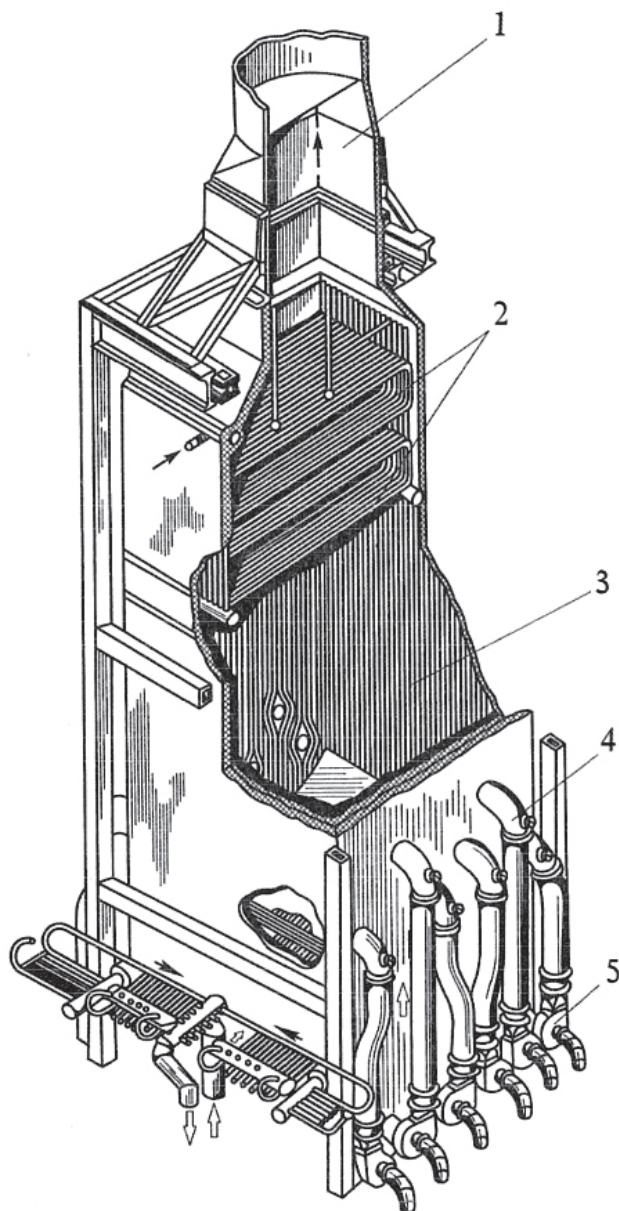


Рис. 4.7. Водогрейный котел ПТВМ-50



Экранная поверхность изготовлена из труб  $\varnothing 60 \times 3$  мм и состоит из двух боковых, фронтального и заднего экранов. Сверху (над топочной камерой) размещаются конвективные поверхности нагрева 2, выполненные в виде змеевиковых пакетов из труб  $\varnothing 28 \times 3$  мм. Трубы змеевиков приварены к вертикальным коллекторам. Боковые экраны оборудованы шестью горелками (для котла ПТВМ-100 — горелок по 8 штук на каждом экране). Котлы могут эксплуатироваться как в основном, так и в пиковом режиме.

Котлы КВГМ 10–150 (КВГМ-20–150) получили большое распространение (рис. 4.8).

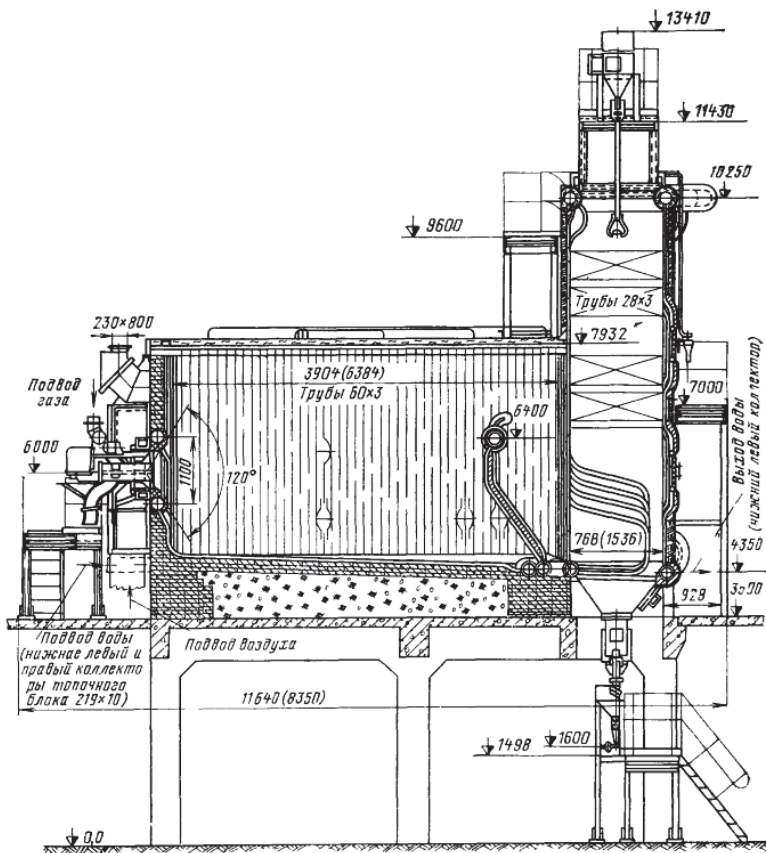


Рис. 4.8. Водогрейные котлы КВ-ГМ-10-150, -20, -30

Передняя стена шахты, являющаяся одновременно задней стенкой топки, выполнена цельносварной. В нижней части стены трубы раз-

ведены в четырехрядный фестон 6. Трубы, образующие переднюю, боковую и заднюю стены конвективной шахты, сварены в камеры  $\varnothing 219 \times 10$  мм. Продукты горения из топки проходят в камеру догорания 5, откуда через фестон — в конвективную шахту и из нее через отверстие в верхней части покидают котел. Для очистки конвективных поверхностей предусмотрена установка 7 дробеочистки.

Газомазутные водогрейные котлы КВ-ГМ-50 и —100 выполнены по П-образной схеме и могут быть использованы как в основном режиме (70—150 °С), так и в пиковом (100—150 °С). Котлы могут быть использованы также для подогрева воды до 200 °С, они состоят из топочной камеры и конвективной шахты. Топочная камера котлов и задняя стена конвективной шахты закрыты экранами из труб  $\varnothing 60 \times 3$  мм. Конвективная поверхность нагрева котлов состоит из трех пакетов, набираемых из U-образных ширм, выполненных из труб  $\varnothing 28 \times 3$  мм. Фронтальный экран снабжен коллекторами: верхним, нижним и двумя промежуточными, между которыми находятся кольца для формирования амбразур газомазутных горелок с ротационными форсунками. Боковые стены конвективной шахты закрыты трубами  $\varnothing 83 \times 3,5$  мм, служащими стойками для ширм. Продукты горения выходят из топки через проход между задним экраном и потолочной камерой и движутся сверху вниз через конвективную шахту. Котел оборудован взрывными предохранительными клапанами, установленными на потолке топки. Для удаления воздуха из трубной системы при заполнении котла водой на верхних коллекторах установлены воздушники. Очистка поверхностей нагрева осуществляется с помощью дробеочистительной установки. Нижние коллекторы фронтального и заднего экранов конвективной шахты опираются на портал котла. Опора, расположенная в середине нижнего коллектора задней стенки топки, является неподвижной. Вес боковых экранов топки передается на портал через фронтальный и задний экраны. КПД котла КВ-ГМ-100 составляет 92,5 % при работе на газе и 91,3 % — при работе на мазуте.

### Сравнительная характеристика водотрубных и газотрубных котлов *По топливу*

Газотрубные котлы предназначены преимущественно для сжигания высококачественного газообразного топлива (природный газ, бытовой газ, пропан, бутан и другие газы, не содержащие твердых частиц), а также для сжигания жидкого топлива (дизель, легкий мазут). Горение

происходит в пламенной трубе котла. Цилиндрическая форма топки должна соответствовать форме факела, при этом форму топки можно экономически рассчитать для почти идеального процесса горения. Пламенная труба котлов жаротрубной конструкции не подходит для сжигания топлива с большим содержанием горючих летучих веществ. Чем топливо «моложе», тем больше в нем содержание летучих веществ.

Бурый уголь, древесина, солома и другие подобные виды топлива имеют высокое содержание летучих веществ. Для таких видов топлива требуется больший объем камеры сгорания. Летучие горючие вещества, образующиеся при горении твердого топлива в виде газа, должны догорать в объеме топки над топливной решеткой. В связи с этим пламенная труба жаротрубных котлов не подходит для сжигания для такого топлива. Однако антрацит или качественный каменный уголь имеют низкое содержание летучих веществ, поэтому эти виды топлива можно сжигать в топках в виде пламенной трубы. Помимо угля в таких топках можно сжигать и древесное топливо, но с низким содержанием влаги, до 10–15 % или древесное топливо в виде гранул, размером до 30 мм.

Однако надо помнить, что при сжигании твердого топлива с низким содержанием горючих летучих веществ в цилиндрических топках невозможно достигнуть такого качества сжигания, как в топках водотрубных котлов. Водотрубные котлы имеют камеру сгорания в виде призмы (вертикальная или горизонтальная), которая не подходит для сжигания «качественного» топлива. Форма пламени при работе горелки представляет собой «цилиндр», и объем топки используется не полностью. Также смешение топлива и окислителя хуже, чем в пламенной трубе жаротрубного котла.

В отличие от камерной топки, в пламенной трубе происходит более интенсивный теплообмен. Так, на 1 м<sup>2</sup> теплообменной поверхности передается большее количество тепла, чем в водотрубной топке. Это связано с тем, что передачи тепловой энергии передается тепловым излучением и конвекцией. Доля конвекции составляет 40–45 %, которая обеспечивается высокой скоростью дымовых газов вдоль стен за счет вращения пламени. Чем выше скорость дымовых газов, тем больше передача тепла. У водотрубной топки тепло передается в основном излучением. Скорость дымовых газов у стен очень мала.

#### *По конструкции*

Газотрубные котлы широко применяются, потому что они дешевле, чем водотрубные.

Газотрубный котел состоит из цилиндрической части, прямых дымогарных труб и трубных «досок». Производство этих элементов и изготовление котла в целом значительно дешевле, чем производство трубных экранных стен водотрубного котла.

Цена котла, приведенная к 1 кВт (Евро/кВт), является важным параметром для достижения успеха на рынке. Некоторые компании снижают этот параметр за счет размеров котла, при этом котел имеет меньший паровой объем (для паровых котлов), чем требуется для данной производительности. Все это ведет к уменьшению прочности, качества и увеличению вредных выбросов.

Топка водотрубных котлов состоит из трубных экранов. Экраны образуются из набора труб. Вверху и внизу трубы присоединяются к сборным камерам. В нижнюю камеру вода подается из барабана котла по необогреваемым трубам. Верхняя камера соединяется с барабаном. С точки зрения циркуляции воды решение является сложным.

В жаротрубной конструкции циркуляция воды и пароводяной смеси происходит в корпусе котла естественным способом и является абсолютно надежной.

#### *Транспортировка и монтаж*

Газотрубные котлы требуют существенно меньших затрат на производство, транспортировку и монтаж, чем водотрубные котлы. Газотрубные котлы поставляются в виде готового продукта как единое изделие. Требуется только установить котел на основание, смонтировать горелочное устройство, минимальный набор арматуры и КИПиА.

Водотрубные котлы, как правило, поставляются частями. Сборка и монтаж являются гораздо более трудоемкими. Для котлов средней и большой производительности экранные «стены» могут монтироваться только в котельной. Изоляция также оснащается в котельной.

#### *Ограничения по мощности и давлению*

Котлы водотрубной конструкции могут иметь более высокие параметры по давлению и мощности, чем газотрубные. Барабан парового водотрубного котла меньше, вследствие чего толщина стенки для высоких давлений меньше, чем у большего диаметра корпуса газотрубного котла. Трубы в котле также могут быть рассчитаны на большее давление.

У котлов газотрубной конструкции давление ограничено толщиной стенки пламенной трубы и задней цилиндрической поворотной камерой. Она ограничена 20 мм (максимально на 22 мм). Результаты рас-

чета на прочность не допускают увеличения толщины задней стенки. Пламенная труба и задняя поворотная камера являются цилиндрическими частями, которые находятся под нагрузкой внешнего давления. Чем выше производительность котла и давления в нем, тем больше средний диаметр и длина пламенной трубы/поворотной камеры и, следовательно, необходимость применения большей толщины стенок.

Газотрубные паровые котлы среднего давления с давлением 10–12 бар, можно изготовить с паропроизводительностью до 24 т/ч пара (около 15 600 кВт), в крайнем случае — до 30 т/ч. При давлении 18–20 бар можно получить до 15 т/ч пара (9 750 кВт). Для водотрубных котлов таких ограничений нет.

#### *Критерий аварийной безопасности*

В связи с применением современных решений в области автоматического регулирования и безопасности серьезных аварий нет у обоих типов котлов. В настоящее время на жаротрубные котлы устанавливаются помехоустойчивые электродные системы, выполняющие функции регулирования и ограничение уровня воды в котле.

Таким образом, для мощности по пару 24 т/ч (или даже 30 т/ч) в зависимости от давления при сжигании качественного газового и жидкого топлива или твердого топлива с низким содержанием летучих горючих веществ котлы с жаротрубной (дымогарной) конструкцией являются более подходящими. Для сжигания твердого топлива с высоким содержанием летучих горючих веществ целесообразно использовать сочетание водотрубной топки с жаротрубной конвективной частью. Для высокого давления и больших мощностей водотрубные котлы являются лучшим решением несмотря на более высокие инвестиционные затраты.

## Вопросы к главе 4

---

1. В чем отличие обычного режима работы водогрейного котла от пикового?
2. Какими параметрами ограничена область использования газотрубных водогрейных котлов?
3. Назовите основные обозначения промышленных отечественных водогрейных котлов.

---

# Глава 5. Котельное топливо, его технические характеристики

---

## 5.1. Состав топлива и его теплота сгорания

---

Органическая часть твердых и жидких топлив состоит из большого количества сложных химических соединений, образованных пятью химическими элементами: углерод (С), водород (Н), сера (S), кислород (О) и азот (N). Кроме того, топливо содержит минеральные примеси (*A*), которые превращаются при сжигании в золу и влагу (*W*). В связи с этим химический состав твердых и жидких топлив определяется не по количеству химических соединений, а по суммарной массе химических элементов в топливе в процентах на один килограмм, т. е. по элементному составу топлива.

Горючими элементами топлива являются углерод, водород, сера. Углерод является основным горючим элементом топлива, имеет высокую теплоту сгорания (34,4 МДж/кг) и составляет большую часть горючей массы топлива. Водород также имеет высокую теплоту сгорания (120,5 МДж/кг), но его содержание в топливе невелико (2–4 % в твердом и 10–11 % в жидком). Сера имеет невысокую теплоту сгорания (9,3 МДж/кг), и ее содержание в топливе незначительно (0,3–0,5 %), поэтому она не представляет ценности как горючий элемент. Но поскольку при сжигании топлива образуется диоксид серы, сернистость топлива является важной характеристикой.

Различают пять основных состояний топлива. Рабочее состояние топлива (верхний индекс  $r$ ) — это состояние топлива с таким содержанием влаги и зольностью, с которым оно добывается, отгружается или используется:

$$C^p + H^p + S^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100\%. \quad (5.1)$$

Аналитическое состояние топлива (верхний индекс а (*a*)) — состояние топлива, характеризующееся подготовкой пробы. Подготовка предусматривает размол до размеров частиц 0,2 мм и приведение в равновесие с условиями лабораторного помещения:

$$C^a + H^a + S^a + O^a + N^a + A^a + W^a = 100\%. \quad (5.2)$$

Сухое состояние топлива (верхний индекс с (*d*)) — состояние топлива без содержания общей влаги (кроме гидратной):

$$C^c + H^c + S^c + O^c + N^c + A^c = 100\%. \quad (5.3)$$

Горючее (условное сухое беззольное) состояние топлива (верхний индекс г (*daf*)) — условное состояние топлива, не содержащее общей влаги и золы:

$$C^g + H^g + S^g + O^g + N^g = 100\%. \quad (5.4)$$

Органическое состояние топлива (верхний индекс о (*o*)) — условное состояние топлива без содержания влаги и минеральной массы:

$$C^o + H^o + S_{op}^o + O^o + N^o = 100\%. \quad (5.5)$$

Для получения коэффициента пересчета состава топлива, например, из горючего состояния в рабочее необходимо сделать следующие преобразования, рис. 5.1. Запишем уравнение для рабочего состояния в следующем виде, %:

$$C^p + H^p + S^p + O^p + N^p = 100 - A^p - W^p, \quad (5.6)$$

и разделим (5.6) на (5.4). В результате получим соотношение:

$$C^p + H^p + S^p + O^p + N^p = (C^g + H^g + S^g + O^g + N^g) \frac{100 - A^p - W^p}{100}. \quad (5.7)$$



Рис. 5.1. Схема состояний топлива



Таким образом, для каждого элемента, например углерода, справедливо соотношение

$$C^p = C^r \frac{100 - A^p - W^p}{100}, \% \quad (5.8)$$

Аналогичным образом определяются коэффициенты пересчета для любых других состояний.

В отличие от твердого и жидкого топлива газообразное топливо представляет собой механическую смесь горючих и негорючих газов, поэтому его состав задается в объемных процентах.

**Теплота сгорания** характеризует энергетическую ценность топлива и представляет собой количество тепловой энергии, выделяющейся в ходе химических реакций окисления горючих элементов газообразным кислородом. Различают высшую и низшую теплоту сгорания. *Высшей теплотой сгорания*  $Q_v$  топлива называется количество теплоты, выделяющееся при полном сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива (1 м<sup>3</sup> газообразного топлива) при условии конденсации водяных паров и охлаждении всех продуктов сгорания до 0 °С. *Низшая теплота сгорания*  $Q_n$  отличается от высшей на величину теплоты испарения влаги топлива и влаги, образующейся при горении водорода. При сжигании топлива в энергетических установках температура уходящих газов превышает 100 °С, влага, содержащаяся в продуктах сгорания, остается в парообразном состоянии, и теплота испарения теряется. Количество водяного пара (кг) в продуктах сгорания, которое приходится на 1 кг топлива, представляет собой сумму количества влаги, содержащейся в исходном топливе  $W^p/100$  и образовавшейся при окислении водорода топлива  $9H^p/100$  ( $H_2 + 0,5O_2 = H_2O$ ); из одного килограмма водорода образуется 9 кг влаги). Удельная теплота конденсации водяного пара в нормальных физических условиях составляет 2 500 кДж/кг. В итоге теплота конденсации водяных паров, образовавшихся из 1 кг топлива, составляет, кДж/кг:

$$Q_w = 2500 \cdot \left( \frac{W^p}{100} + \frac{9H^p}{100} \right) = 25 \cdot (W^p + 9H^p). \quad (5.9)$$

Тогда взаимосвязь высшей и низшей теплоты сгорания имеет вид, кДж/кг:

$$Q_n^p = Q_v^p - 25(W^p + 9H^p). \quad (5.10)$$



Наиболее надежным способом определения теплоты сгорания является ее экспериментальное измерение на специальных установках — калориметрах (рис. 1.2, с. 16, СТ СЭВ 1463—78). Сущность метода заключается в том, что навеску топлива сжигают в атмосфере сжатого кислорода в герметически закрытом металлическом сосуде — калориметрической бомбе, которую погружают в определенный объем воды. Количество теплоты, выделяющееся при сгорании этого топлива, определяют по повышению температуры этой воды.

В практике электростанций теплоту сгорания используемого топлива определяют опытным путем, дающим более точные результаты. При проведении теплотехнических расчетов нередко возникает необходимость оценки теплоты сгорания топлива по данным элементного состава. Метод определения теплоты сгорания по данным элементного состава топлива основан на использовании закона Гесса, согласно которому теплота прямого превращения топлива в продукты сгорания  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{SO}_2$  равна теплоте сгорания  $\text{C}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{S}$  за вычетом теплоты разложения исходных углеводородов топлива на простые вещества. В реальных топливах  $\text{O}$ ,  $\text{H}$  и  $\text{C}$  связаны между собой в очень сложные молекулы с различными энергиями связи, при разрыве которых выделяется различное количество энергии, но до сих пор ни одно из модельных представлений не позволило получить универсальной формулы, чтобы рассчитывать теплоту сгорания любого топлива. Наиболее удачной, т. е. простой и точной, является формула Д. И. Менделеева с эмпирически подобранными коэффициентами для соответствующих горючих элементов, ккал/кг:

$$Q^r = 81C^r + 300H^r - 26(O^r - S^r). \quad (5.11)$$

Теплота сгорания твердого и жидкого топлива в рабочем состоянии рассчитывается так, кДж/кг:

$$Q_n^p = 339C^p + 1030H^p - 109(O^p - S^p) - 25W^p, \quad (5.12)$$

содержание элементов выражается в процентах.

Для газообразных топлив при точно известном их составе теплота сгорания  $1 \text{ м}^3$  сухого газа, МДж/м<sup>3</sup>, может быть достаточно точно подсчитана по формуле:

$$Q_n^c = 0,01[10,8H_2 + 12,65CO + 35,85CH_4 + 63,8C_2H_6 + 91,3C_3H_8 + \dots + 23,4H_2S]. \quad (5.13)$$

Здесь содержание соответствующих газовых компонентов подставляют в процентах.

## 5.2. Общие технические характеристики твердого топлива

### Влажность топлива

Определение общей влаги проводят двухступенчатым методом по ГОСТ 27314–87. Общую влагу  $W_{об}$  рассчитывают как сумму внешней влаги  $W_{вн}$  и влаги воздушно-сухого топлива  $W_h$ .

Первую ступень — определение внешней влаги — проводят сушкой навески угля до постоянной массы при комнатной температуре или в сушильных шкафах при  $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  для бурых и при  $t = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$  для каменных углей и горючих сланцев.

Вторая ступень — определение влаги воздушно-сухого топлива — проводится из пробы, доведенной до воздушно-сухого состояния при определении внешней влаги и затем измельченной до размеров лабораторной пробы (крупность частиц менее 3 мм). Влагу воздушно-сухого топлива определяют высушиванием при 105–110  $^{\circ}\text{C}$  в течение 3–4 ч либо ускоренным методом высушивания при температуре  $(160 \pm 5)^{\circ}\text{C}$  (время сушки 5–10 мин).

Наличие в топливе влаги неблагоприятно отражается на его основных технологических характеристиках: снижает теплоту сгорания, увеличивает объем продуктов сгорания, что приводит к снижению КПД топочных устройств.

Изменение теплоты сгорания твердого топлива при отклонении его влажности от начального значения  $W_1^p$  до  $W_2^p$  может быть рассчитано по выражению, кДж/кг:

$$Q_2^p = Q_1^p \frac{100 - W_2^p}{100 - W_1^p} - 25(W_2^p - W_1^p). \quad (5.14)$$

Увеличение влажности топлива ведет к снижению подвижности его частиц вплоть до полной потери сыпучести. Влага, соответствующая такому состоянию, при котором топливо лишается сыпучести, называется влагой сыпучести. Для большинства топлив влага сыпучести всего на несколько процентов превышает рабочую.

Наибольшее содержание влаги в топливе, при котором еще не происходит его смерзания при отрицательных температурах, характеризуется влагой смерзания, которая обычно меньше рабочей. Влага смерзания уменьшается при снижении выхода летучих и зольности. На практике нашли применение следующие способы борьбы со смерзанием: обезвоживание (путем отстаивания, нагревания и центрифугирования), вымораживание с перелопачиванием, добавка несмерзающихся материалов, обмасливание нефтепродуктами, разгрузка с применением устройств для дробления, обогрев бункеров, разогрев в вагонах.

**Зольность** определяет содержание минеральных примесей в топливе.

Примеси твердого топлива образованы большим числом различных минеральных веществ, главными из которых обычно являются алюмосиликаты ( $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ ), кремнезем ( $\text{SiO}_2$ ), карбонаты ( $\text{CaCO}_3$ ,  $\text{MgCO}_3$ ,  $\text{FeCO}_3$ ), сульфиды ( $\text{FeS}_2$ ,  $\text{CaS}$ ), сульфаты ( $\text{CaSO}_4$ ,  $\text{MgSO}_4$ ), соли щелочных металлов ( $\text{NaCl}$ ,  $\text{KCl}$ ). Помимо перечисленных основных компонентов в минеральных примесях твердого топлива присутствуют часто в повышенных концентрациях соединения многих редких элементов: платины, палладия, никеля, кобальта, германия, урана и др.

При сжигании топлива многие компоненты его минеральных примесей подвергаются химическим преобразованиям, при которых масса и состав образующейся золы всегда отличаются от массы и состава исходных минеральных примесей топлива.

Зольность угля — это масса золы, определяемая в установленных условиях, отнесенная к единице массы угля и выраженная в процентах. Стандартный метод определения зольности углей (ГОСТ 11022–75, СТ СЭВ 1461–78) заключается в полном сжигании навески топлива (озолении), прокаливании зольного остатка до постоянной массы при  $(815 \pm 15)^\circ\text{C}$  и определении массы образовавшейся золы.

Несгоревшая часть топлива образует очаговые остатки, которые в зависимости от условий сжигания и местонахождения в разных частях топки и газоходах могут принимать форму шлака или золы. *Шлак* — это минеральная масса, подвергшаяся высокотемпературному нагреву, в результате которого она приобрела значительную прочность за счет оплавления и спекания. *Зола* — порошкообразный остаток топлива. Различают летучую золу — пылевидные фракции, уносимые уходящими газами, и провал — более крупные фракции золы. Условия сгорания топлива в топочных устройствах резко отличаются от лаборатор-

ных условий озоления, в результате чего состав и свойства очаговых остатков не совпадают с таковыми для лабораторной золы. Отличия обусловлены следующими основными причинами:

- 1) время пребывания топлива в топке существенно меньше, чем при стандартном озолении (5 с в котле БКЗ-75 и ~ 30 мин при стандартном озолении);
- 2) температура в топке значительно больше, чем при стандартном озолении (1500 °С в факеле и 815 °С — при стандартном озолении);
- 3) ограниченное количество окислителя в топочном устройстве и наличие восстановительных зон приводит к тому, что некоторые окислительные реакции в минеральной части проходят не полностью;
- 4) образование расплава благоприятствует взаимодействию между отдельными компонентами минеральной части топлива.

Поведение очаговых остатков при высоких температурах (их размягчение, плавление, текучесть образующегося расплава) относится к числу важнейших технологических характеристик топлива, влияющих на конструкцию топки, ее надежность, а также на эксплуатационные затраты. Очаговые остатки как многокомпонентные системы не имеют определенной температуры плавления. Переход из твердого состояния в жидкое происходит в определенном температурном интервале. Наибольшее распространение при определении плавкости золы и шлака получил метод конусов (ГОСТ 2057–82). Из золы прессуют пирамидку высотой 13 мм с основанием 6 мм (рис. 5.2), которую затем помещают в высокотемпературную муфельную печь, и постепенно повышают в ней температуру. В ходе нагревания образца фиксируют следующие температуры: температуру начала деформации  $t_A$ , которую определяют по появлению первых признаков оплавления конуса; температуру полусферы  $t_B$ , при которой образец превращается в полусферу с высотой, равной примерно половине основания, и температуру перехода в жидкоплавкое состояние  $t_C$ , при котором образец растекается по подставке.

Шлакование котла — прогрессирующее накопление в топке и газоходах отложений очаговых остатков, сопровождающееся упрочнением этих отложений. Интенсивность шлакования во многом зависит от состава и свойств минеральной части топлива. Накопление шлаковых отложений начинается с появления на поверхности так называе-

мого первичного слоя, в образовании которого важное место занимает конденсация паров легколетучих компонентов минеральной части топлива — главным образом оксидов ( $K_2O$ ,  $Na_2O$ ) и хлоридов ( $NaCl$ ,  $KCl$ ) щелочных металлов. На поверхности первичного слоя происходит рост рыхлого вторичного слоя отложений, температура поверхности которого быстро увеличивается и может превысить температуру появления жидкой фазы, что ускоряет рост толщины слоя.

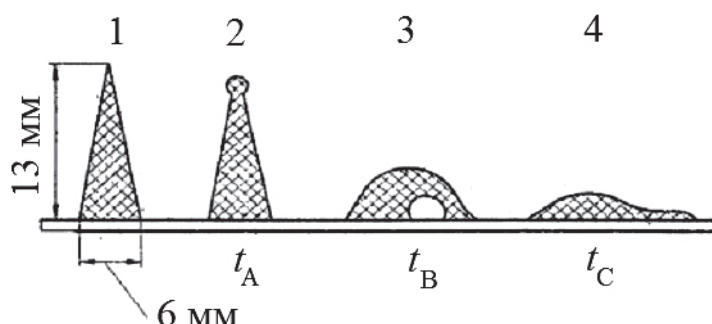


Рис. 5.2. Характерные конфигурации образца при определении плавкости золы методом конусов:

- 1 — до нагрева; 2 — начало деформации, 3 — размягчение;  
4 — жидкоплавкое состояние

При сжигании твердого топлива во многих случаях целесообразен перевод минеральной части топлива в расплавленное состояние и непрерывный вывод образующегося шлака через летку в нижней части топки. Такой метод удаления очаговых остатков получил название жидкого шлакоудаления.

#### *Выход летучих веществ и характеристика коксового остатка*

При нагревании твердого топлива до высоких температур происходит разложение углеводородов (в основном кислородсодержащих молекул) с образованием газообразных продуктов ( $CO$ ,  $H_2$ ,  $CH_4$ ,  $CO_2$  и др.), получивших название «летучие вещества». Выход летучих веществ из твердого топлива происходит в интервале температур 110–1100 °С. После удаления летучих веществ из зоны нагрева остается твердый остаток, называемый коксовым остатком.

Выход летучих веществ в горючем состоянии, г, является одним из классификационных параметров каменных углей и антрацитов. Выход летучих веществ и характеристики нелетучего остатка позволяют

оценить пригодность углей для коксования, а также предугадать поведение топлива в технологических процессах переработки и предложить рациональные способы сжигания.

Способность углей спекаться имеет большое значение при их технологическом использовании. Спекающиеся угли служат сырьем для получения кокса, который применяют в качестве восстановителя в доменном процессе при выплавке металла из руд. Такие угли более ценны, чем неспекающиеся, которые используются для энергетических целей.

### **Характеристики и классификация твердого топлива**

Основное ископаемое твердое топливо — угли, которые делятся на два основных вида: бурые и каменные.

*Бурые угли.* Характерными свойствами бурого угля являются большая гигроскопичность, определяющая высокую влажность, большой выход летучих  $V^r > 40\%$ ; невысокая теплота сгорания, отсутствие спекаемости, склонность к самовозгоранию. По принятой классификации к бурым углям относят угли с высшей теплотой сгорания рабочей

массы беззольного топлива  $Q_B^p \frac{100}{100 - A^p} < 24,00$  МДж/кг. По содержа-

нию влажности в рабочем состоянии бурые угли делятся на три группы: Б1 ( $W^p > 40\%$ ), Б2 ( $W^p 30-40\%$ ), Б3 ( $W^p \leq 30\%$ ).

*Каменные угли.* К каменным относятся угли с высшей теплотой сгорания в условном беззольном состоянии  $Q_B^p \frac{100}{100 - A^p} > 24,00$  МДж/кг

и с массовым выходом летучих  $V^r > 9\%$ . Каменные угли весьма разнообразны по своим свойствам и составу, поэтому их единая классификация затруднена. Поскольку единой классификации не существует, используются бассейновые классификации. В число классификационных признаков входят выход летучих, характеристика нелетучего остатка коксования и степень спекаемости угля.

## **5.3. Жидкое топливо**

Основным видом жидкого энергетического топлива является мазут, получаемый в процессе переработки нефти.

В соответствии с ГОСТ 10585–75 установлены следующие марки мазутов: флотский — Ф 5 и Ф 12; топочный — М 40 и М 100. Марка

мазута характеризует максимальное значение условной вязкости при температуре 50 °С. Флотские мазуты относятся к категории легких топлив, топочный мазут марки М 40 — к категории средних топлив, топочный мазут марки 100 — к категории тяжелых топлив.

В пределах марок топочные мазуты подразделяются на три сорта в зависимости от содержания серы: малосернистые ( $S^p \leq 0,5\%$ ), сернистые ( $S^p = 0,5-2,0\%$ ) и высокосернистые ( $S^p = 2,5-3,5\%$ ). Для мазута, получаемого при переработке высокосернистой нефти, допускается содержание серы не более 4,3 %.

Одной из важнейших характеристик мазута является его вязкость, в связи с чем она положена в основу маркировки мазута. Ею определяются способы и длительность сливных и наливных операций, условия транспортировки топлива и эффективность работы форсунок. Под условной вязкостью понимают отношение времени непрерывного истечения 200 мл продукта при определенной температуре (50 °С) ко времени истечения дистиллированной воды при 20 °С.

Вязкость мазутов зависит от температуры, давления и предварительной термообработки. Вязкость мазута с увеличением температуры сильно уменьшается. Для обеспечения необходимой вязкости температура подогрева высоковязких и маловязких сернистых мазутов отличается несущественно. Например, для мазутов М 40 и М 100 в случае, если необходимо получить одинаковую вязкость перед механической форсункой (3,5° ВУ), разница в подогреве должна составлять всего 20 °С (104 и 124 °С).

Для перекачки мазута, заполнения и слива его из емкостей температура мазута должна быть не ниже 60–70 °С, что соответствует вязкости ~30 °ВУ.

Технологический тракт подготовки мазута (рис. 5.3) на электростанции включает приемно-сливное устройство, основные резервуары для хранения постоянного запаса мазута, мазутонасосную систему, систему трубопроводов для мазута и пара, группу подогревателей мазута и фильтров.

Мазут перед сжиганием необходимо подготовить, т. е. удалить механические примеси, повысить давление мазута и подогреть для снижения потерь давления при транспортировке по трубопроводам и обеспечения тонкого распыливания. Температура в баках поддерживается на уровне 60–80 °С за счет циркуляционного подогрева.

Типовой является двухступенчатая схема подачи топлива, предусматривающая двухступенчатое повышение давления.



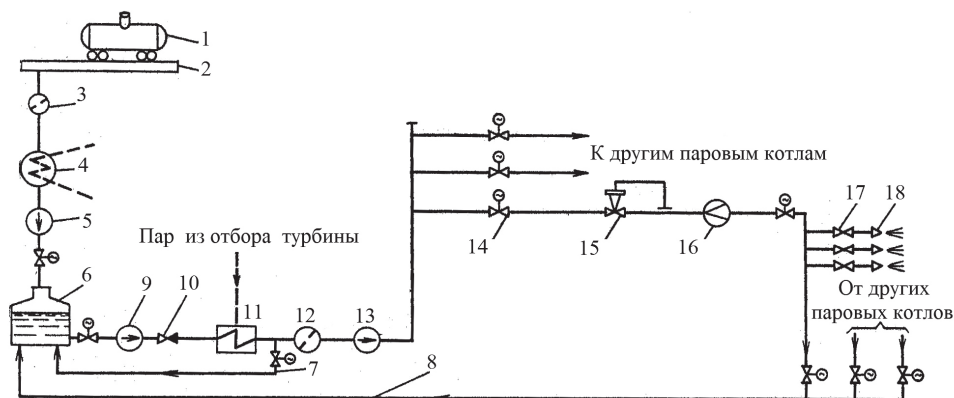


Рис. 5.3. Технологическая схема подготовки мазута на электростанции:

- 1 — цистерна с мазутом; 2 — сливное устройство; 3 — фильтр грубой очистки; 4 — сливной резервуар с подогревом; 5 — перекачивающий насос; 6 — основной резервуар; 7, 8 — линии рециркуляции мазута; 9 — насос первого подъема; 10 — обратный клапан; 11 — подогреватель мазута; 12 — фильтр тонкой очистки; 13 — насос второго подъема; 14 — запорная задвижка; 15 — регулятор расхода; 16 — расходомер; 17 — задвижка; 18 — форсунка

Очистка мазута от твердых фракций происходит вначале в фильтрах грубой очистки с размером ячеек  $1,5 \times 1,5 \text{ мм}^2$ , а затем в фильтрах тонкой очистки с ячейками  $0,3\text{--}0,5 \text{ мм}$ , установленных перед насосами второй ступени.

Теплота сгорания обезвоженного мазута колеблется в пределах от 39 до 41,5 МДж/кг в зависимости от его состава. Теплота сгорания горючей массы мазута зависит от соотношения главных горючих элементов С, Н, а также от содержания S, О и N. Присутствие в составе мазута нефтяных смол и асфальтов снижает теплоту сгорания мазута. Теплота сгорания может быть подсчитана по формуле Д. И. Менделеева, погрешность расчета по которой не превышает 2 %.

## 5.4. Газовое топливо

В качестве газового топлива в энергетике используется преимущественно природный газ. В значительно меньших масштабах в промышленной энергетике находят применение различные виды искусственных горючих газов.



Важнейшими для энергетики характеристиками газового топлива являются теплота сгорания, плотность, концентрационные пределы взрываемости газа в смеси с воздухом.

Плотность газа по отношению к плотности воздуха определяет возможность скопления газа в верхней или нижней части помещений или установок. Плотность природного газа в нормальных условиях составляет  $0,74 \text{ кг/м}^3$ . Концентрационные пределы взрываемости смесей газового топлива с воздухом характеризуют диапазон концентраций, в пределах которых эти смеси способны взрываться при наличии источника зажигания. Для природного газа в смеси с воздухом концентрационные пределы взрываемости составляют 5–15 %. Концентрационные пределы взрываемости могут быть расширены за счет предварительного подогрева воздуха либо газа.

Перед подачей природного газового топлива в магистральные трубопроводы его подвергают переработке на специальных заводах, которая включает в себя очистку от сероводорода и диоксида углерода, извлечение высших углеводородов, осушку. Завершающая операция — одоризация (придание газу запаха) — осуществляется введением меркаптанов, которые позволяют легко обнаружить присутствие газа в воздухе. Применение природного газа чрезвычайно широко. Особенность использования — сложность хранения, хотя и существуют подземные хранилища газа, которые применяются для обеспечения постоянства расхода транспортируемого газа. Поэтому при использовании газообразного топлива всегда предусматривается резервное топливо: уголь или мазут, рис. 5.4.

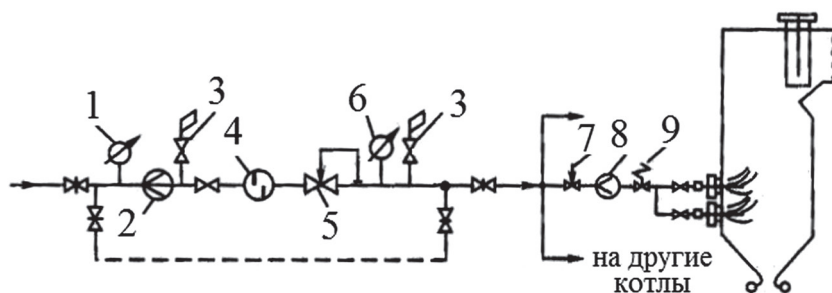


Рис. 5.4. Технологическая схема подготовки к сжиганию газового топлива:

- 1 — манометр по месту; 2 — узел коммерческого учета; 3 — продувочная свеча;
- 4 — фильтр; 5 — регулятор давления топлива; 6 — манометр редуцированного газа;
- 7 — отсекающая арматура; 8 — поагрегатный узел учета расхода газа;
- 9 — предохранительный отсекающий клапан

Теплота сгорания природного газа находится в пределах  $Q_p^H = 33\text{--}38$  МДж/м<sup>3</sup>, и она тем ниже, чем меньше высших углеводородов содержится в газе.

## Вопросы к главе 5

---

1. Приведите классификацию энергетического топлива.
2. Назовите элементный состав топлива.
3. Укажите расчетные массы топлива.
4. В чем принципиальное отличие высшей теплоты сгорания топлива от низшей?
5. Перечислите характеристики твердого топлива.
6. Каким образом температура плавления золы может влиять на эффективность работы парового котла?
7. Каким образом выход летучих веществ влияет на способ сжигания твердого топлива?
8. На каких стадиях подготовки жидкого топлива используется понятие температуры вспышки?
9. Каким образом возможно изменить пределы взрываемости смеси «природный газ — воздух»?
10. Как меняются градусы условной вязкости по тракту движения мазута от хранилища к котельному агрегату?
11. В каких случаях необходим подогрев газообразного топлива?

---

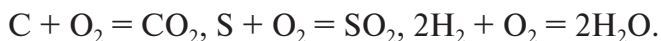
## Глава 6. Материальный и тепловой баланс процессов горения

---

### 6.1. Теоретически необходимое количество воздуха и объемы продуктов сгорания

---

**П**од теоретически необходимым понимают количество воздуха, которое требуется для полного окисления 1 кг твердого или жидкого либо 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива. При этом считают, что кислород топлива затрачивается на окисление горючих элементов. Расход кислорода и количество образующихся продуктов сгорания вычисляют из стехиометрических уравнений реакций горения, записанных для каждого горючего составляющего, т. е. углерода, серы и водорода:



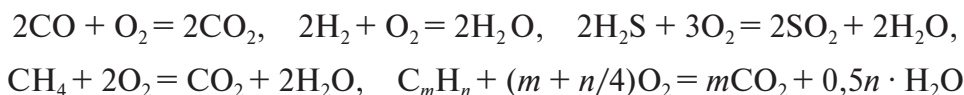
На один килограмм углерода требуется 32/12 кг кислорода, на 1 кг серы требуется 32/32 кг кислорода, на 1 кг водорода требуется 32/4 = 8 кг кислорода. Доля соответствующих горючих элементов в 1 кг твердого или жидкого топлива составляет соответственно:  $C^p/100$ ,  $S^p/100$ ,  $H^p/100$ , плотность кислорода в нормальных условиях  $\rho_{O_2}^* = 32/22,4 = 1,429$  кг/м<sup>3</sup>. Тогда суммарный объем кислорода, необходимый для полного окисления горючих элементов топлива, составит, м<sup>3</sup>/кг,

$$V_{O_2} = \frac{32}{12} \frac{C^p}{100\rho_{O_2}} + \frac{32}{32} \frac{S^p}{100\rho_{O_2}} + 8 \frac{H^p}{100\rho_{O_2}} - \frac{O^p}{100\rho_{O_2}}. \quad (6.1)$$

Учитывая, что в данном объеме воздуха содержится 21 % кислорода, и подставляя численное значение для плотности кислорода, в окончательном виде получим выражение для расчета теоретически необходимого количества воздуха при сжигании твердого или жидкого топлива в виде,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ,

$$V^0 = 0,0889(C^p + 0,375S^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p. \quad (6.2)$$

Теоретически необходимый объем кислорода для окисления 1  $\text{м}^3$  газообразного топлива рассчитывают по стехиометрическим уравнениям реакций для газообразных компонентов топлива:



На окисление одного объема оксида углерода и водорода требуется по пол-объема кислорода, на окисление одного объема сероводорода — полтора объема кислорода, на окисление одного объема метана — два объема кислорода и, наконец, на окисление одного объема углеводорода состава  $\text{C}_m\text{H}_n$  требуется  $(m + n/4)$  объемов кислорода. Переводя процентное содержание газообразных компонентов в доли и учитывая объемное содержание кислорода в воздухе ( $1/100/0,21 = 0,0476$ ), получим выражение для расчета теоретически необходимого объема воздуха для окисления 1  $\text{м}^3$  газообразного топлива в виде,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ :

$$V^0 = 0,0476 \left( 0,5\text{H}_2 + 0,5\text{CO} + 1,5\text{H}_2\text{S} + 2\text{CH}_4 + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right). \quad (6.3)$$

Для обеспечения полного выгорания топлива в топке воздух подают в количестве, всегда несколько большем теоретически необходимого. Отношение действительно поданного количества воздуха  $V_B$  к теоретически необходимому  $V^0$  называют *коэффициентом избытка воздуха*  $\alpha = V_B / V^0$ .

При тепловых расчетах котла энтальпию продуктов сгорания за каждой поверхностью нагрева определяют по составу дымовых газов и температуре. Для расчета энтальпий продуктов сгорания необходимо с достаточной точностью рассчитывать объемы продуктов сгора-

ния. Реакции горения при высоких температурах идут с большой скоростью, поэтому состав конечных продуктов близок к равновесному. Состав продуктов сгорания при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива либо 1 м<sup>3</sup> газообразного можно записать в следующем виде:

$$V_r = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{CO}} + V_{\text{H}_2} + V_{\text{CH}_4}. \quad (6.4)$$

При полном сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива либо 1 м<sup>3</sup> газообразного  $V_{\text{CO}} = V_{\text{H}_2} = V_{\text{CH}_4} = 0$ , а также отсутствии избыточного воздуха  $V_{\text{O}_2} = 0$  в образующихся газообразных продуктах должны содержаться лишь продукты полного окисления горючих элементов  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  и азот воздуха  $\text{N}_2$ . Получающиеся в этом случае объемы газов называют теоретическими:

$$V_r^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0. \quad (6.5)$$

Теоретический объем сухих трехатомных газов при сжигании твердого и жидкого топлива составит, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{\text{RO}_2} = \frac{32}{12 \cdot 100 \rho_{\text{O}_2}} C^p + \frac{32}{32 \cdot 100 \rho_{\text{O}_2}} S^p = 0,01866(C^p + 0,375S^p). \quad (6.6)$$

При сжигании газообразного топлива объем сухих трехатомных газов составит, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01(\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{S} + \text{CH}_4 + \sum m C_m \text{H}_n + \text{SO}_2). \quad (6.7)$$

Теоретический объем азота:

- при сжигании твердого и жидкого топлива, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + \frac{N^p}{\rho_{\text{N}_2} \cdot 100} = 0,79V^0 + 0,008N^p; \quad (6.8)$$

- при сжигании газообразного топлива, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>,

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + 0,01N_2. \quad (6.9)$$

Теоретический объем водяных паров включает влагу, образующуюся при окислении водорода топлива за счет перехода влаги топлива в газообразное состояние, за счет влаги, содержащейся в воздухе:

$$\begin{aligned} V_{\text{H}_2\text{O}}^0 &= \frac{9H^p}{100\rho_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{W^p}{100\rho_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{d_b V^0 \rho_b}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{G_\phi}{\rho_{\text{H}_2\text{O}}} = \\ &= 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V^0 + 1,24G_\phi, \end{aligned} \quad (6.10)$$

где  $d_b$  — влагосодержание, принимаемое в расчетах равным 0,01 кг/кг;  $\rho_b$  и  $\rho_{H_2O}$  — плотность воздуха и водяных паров соответственно, м<sup>3</sup>/кг;  $G_\phi$  — удельный расход пара на распыл мазута (обычно составляет 0,3 кг/кг при использовании паровых форсунок).

При сжигании газообразного топлива, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left[ H_2 + H_2S + 2CH_4 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + H_2O \right]. \quad (6.11)$$

Избыточное количество воздуха приводит к увеличению объема азота  $V_{N_2} = V_{N_2}^0 + 0,79(\alpha - 1)V^0$  и водяных паров  $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0$  в продуктах сгорания. Кроме того, в продуктах сгорания появляется кислород  $V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V^0$ . Таким образом, действительный объем продуктов сгорания может быть рассчитан так, м<sup>3</sup>/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>):

$$V_r = V_r^0 + 1,0161(\alpha - 1)V^0. \quad (6.12)$$

Объем сухих газов, м<sup>3</sup>/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>):

$$V_{cr} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha - 1)V^0. \quad (6.13)$$

Итак, отношение действительно поданного на сжигание топлива к теоретически необходимому называют *коэффициентом избытка воздуха* в продуктах сгорания

$$\alpha = \frac{V_B}{V_B^0}. \quad (6.14)$$

В практике значение коэффициента избытка воздуха фиксируют на выходе из топочной камеры и обозначают  $\alpha_r$ . Доля избыточного воздуха в топке зависит от сорта топлива, способа его сжигания и конструкции топочного устройства. Твердое топливо, отличающееся большим выходом летучих веществ, легче воспламеняется и быстрее сгорает. Оно относится по условиям горения к реакционным топливам, поэтому нуждается в меньшем избытке воздуха, чем топливо с малым выходом летучих веществ. Эффективное перемешивание топлива с воздухом и быстрое сжигание достигаются при использовании газового топлива и мазута, поэтому они требуют наименьшего избытка воздуха в зоне горения. Разный избыток воздуха нужен при сжигании одного и того же топлива, но в разных топочных устройствах (например, в прямоточной или вихревой топочной камере), отличающихся эффективностью перемешивания.

Расчетный коэффициент избытка воздуха  $\alpha_t$  нормируется в зависимости от указанных факторов. Обычно его принимают для разных топлив в следующих пределах:

для твердых  $1,15 \div 1,25$ ,

жидких  $1,02 \div 1,1$ ,

газовых  $1,05 \div 1,1$ .

Уменьшение избытка воздуха дает экономию расхода энергии на тягодутьевых машинах и повышает КПД котла, однако подача его ниже расчетного значения  $\alpha_t$  ведет к быстрому росту недожога топлива и снижению экономичности котла.

При работе парового котла под наддувом избыток воздуха на выходе из топki  $\alpha_t$  равен его значению в горелке  $\alpha_{гор}$  и сохраняется неизменным по всему газовому тракту, так как все его газоходы в этом случае имеют небольшое избыточное давление и выполнены газоплотными (исключение составляет регенеративный воздухоподогреватель).

При работе котла под разрежением, создаваемым дымососами, подсос в газовый тракт холодного воздуха из окружающей среды через возникающие неплотности (чаще всего в местах сопряжения отдельных элементов котла) увеличивает расход газов.

За счет присоса воздуха объем продуктов сгорания по газовому тракту постепенно увеличивается, снижается температура газов (рис. 6.1). Присосы определяются в долях от теоретически необходимого воздуха:

$$\Delta\alpha_i = \frac{\Delta V_i}{V_0}, \quad (6.15)$$

где  $\Delta V_i$  — объем присосанного воздуха в пределах  $i$ -й поверхности парового котла.

Тогда избыток воздуха за  $i$ -й по порядку поверхностью нагрева после топki определяется как

$$\alpha_i = \alpha_t + \sum \Delta\alpha_i. \quad (6.16)$$

В топочной камере также имеют место присосы воздуха  $\Delta\alpha_t$ . С учетом этого избыток воздуха в зоне горелок будет составлять:

$$\alpha_{гор} = \alpha_t - \Delta\alpha_t. \quad (6.17)$$

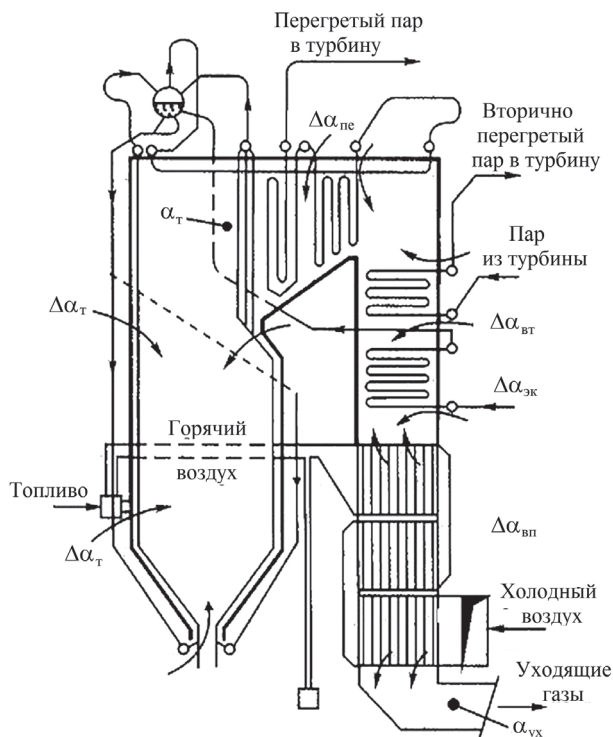


Рис. 6.1. Места присоса холодного воздуха в газовый тракт котла [6]

Объем уходящих газов, определяемый за последней поверхностью котла, можно найти по следующей формуле:

$$V_{yx} = V_{\Gamma}^0 + (\alpha_{yx} - 1)V_{\text{в}}^0, \quad (6.18)$$

где  $\alpha_{yx} = \alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{пе}} + \Delta\alpha_{\text{вт}} + \Delta\alpha_{\text{эк}} + \Delta\alpha_{\text{вп}}$ .

Объем  $V_{yx}$  состоит из объема продуктов полного сгорания топлива  $V_{\Gamma}^0$  и всего избыточного воздуха  $\Delta V_{\text{изб}}$ , которое можно разделить на две составляющие:

$$\Delta V_{\text{изб}} = (\alpha_{\text{т}} - 1)V_{\text{в}}^0 + \sum \Delta\alpha_i V_{\text{в}}^0, \quad (6.19)$$

где  $(\alpha_{\text{т}} - 1)$  — избыток воздуха в зоне горения.

Первое слагаемое в формуле (5.18) характеризует организованный избыток воздуха, необходимый для обеспечения достаточно полного сжигания топлива. Второе слагаемое — вредные присосы холодного воздуха в последующих поверхностях нагрева.

Первоначально определение избытка воздуха в потоке газов осуществлялось косвенным способом — путем определения процентного



содержания  $RO_2 = CO_2 + SO_2$  в сухих газах при известном для данного топлива максимально возможном значении  $RO_2^{\text{макс}}$ . Максимальное содержание сухих трехатомных газов в продуктах сгорания (при  $\alpha = 1$  и  $O_2 = 0$ ):

$$RO_2^{\text{макс}} = \frac{21}{(1 + \beta_T)} \quad (6.20)$$

где  $\beta_T$  — топливная характеристика, зависящая при сжигании в воздухе от состава топлива:

$$\beta_T = 2,35 \frac{H_p - 0,126O^p + 0,038N^p}{C^p + 0,375S^p} \quad (6.21)$$

Значения  $RO_2^{\text{макс}}$  для видов топлив находятся в довольно узких пределах:

для твердых — 18–20 %,

мазута — 16–17 %,

природного газа — 11–13 %.

В этом случае для определения избытка воздуха используют углекислотную формулу:

$$\alpha = \frac{RO_2^{\text{макс}}}{RO_2} \quad (6.22)$$

Значение  $RO_2$  определяют в составе исследуемого газа ручными газоанализаторами либо на хроматографе.

В настоящее время наиболее широко применяется прямой метод определения избыточного кислорода в потоке дымовых газов. В этом случае контроль за избытком воздуха в газовом тракте котла обеспечивают с помощью кислородомера. При постоянном протоке через прибор небольшой доли дымовых газов из заданного места газового тракта выделяется кислород, обладающий специфическими магнитными свойствами. Прибор показывает количество  $O_2$  в процентах от объема осушенных газов.

Остаточный кислород в продуктах сгорания, в процентах от объема сухих газов можно выразить следующим образом:

$$O_2 = \frac{0,21(\alpha - 1)V_B^0}{V_{c.g.}} 100 \quad (6.23)$$

С учетом ранее сказанного объем  $V_{с.г} \cong \alpha V_{в}^0$ , тогда

$$O_2 = \frac{21(\alpha - 1)}{\alpha}, \quad (6.24)$$

и окончательно искомое значение избытка воздуха

$$\alpha = \frac{21}{(21 - O_2)}. \quad (6.25)$$

Если в дымовых газах есть заметное количество продуктов неполного сгорания ( $CO$ ,  $H_2$ ), то нельзя весь кислород считать избыточным. Часть его должна быть израсходована на окисление этих продуктов, тогда формула (5.24) примет вид:

$$\alpha = \frac{21}{21 - [O_2 - 0,5(CO + H_2)]}, \quad (6.26)$$

где  $CO$ ,  $H_2$  — процентное содержание в газах продуктов недожога. Их количество определяется методами газовой хроматографии.

Контроль за избытком воздуха на котле обычно осуществляют в двух точках газового тракта: в поворотной камере (или за конвективным пароперегревателем высокого давления) и за воздухоподогревателем (в уходящих из котла газах). Разность этих показателей характеризует долю присосов холодного воздуха в поверхностях конвективной шахты, а значение  $O_2$  в поворотной камере показывает, выдерживаются ли условия оптимального избытка воздуха в топочной камере, поскольку присосы в горизонтальном газоходе стабильны и незначительны. Прямое определение избытка воздуха на выходе из топки технически затруднительно и неудовлетворительно до требуемой точности из-за высокой температуры газов и неустойчивой аэродинамики потока.

## 6.2. Энтальпия продуктов сгорания

Энтальпия продуктов сгорания рассчитывается на 1 кг твердого или жидкого либо на 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива и складывается из энтальпии теоретических продуктов сгорания, энтальпии избыточного воздуха и энтальпии золы, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$H_{г} = H_{г}^0 + (\pm - 1)H_{в}^0 + H_{зл}. \quad (6.27)$$

Энтальпия продуктов сгорания выше энтальпии воздуха на 15–20 % из-за присутствия в них трехатомных газов ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ), обладающих высокой теплоемкостью.

Энтальпия теоретического количества продуктов сгорания при температуре  $t$ , °C, может быть рассчитана так, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$H_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2}(ct)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0(ct)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0(ct)_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (6.27)$$

Энтальпия теоретически необходимого количества воздуха, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$H_{\text{B}}^0 = V^0(ct)_{\text{B}}. \quad (6.29)$$

Энтальпия золы, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$H_{\text{зл}} = a_{\text{ун}} \frac{A^{\text{p}}}{100}(ct)_{\text{зл}}, \quad (6.30)$$

где  $a_{\text{ун}}$  — доля уносимой золы, учитывается, если приведенная величина уноса золы из топki  $a_{\text{ун}} \cdot A^{\text{p}} / Q_{\text{H}}^{\text{p}} \geq 1,43$  (% кг)/МДж.

Все формулы для подсчета энтальпий относятся к случаю полного сгорания, хотя с достаточной для расчетов точностью они применимы при наличии химической неполноты сгорания, значение которой не превышает нормативного для этих топлив.

Теплота, выделяющаяся при сгорании топлива, воспринимается продуктами сгорания, которые нагреваются до определенной температуры. В реальных условиях не вся теплота идет на нагрев продуктов сгорания: часть передается теплообменным поверхностям, часть теряется в окружающую среду, а при высоких температурах часть теплоты затрачивается на диссоциацию продуктов сгорания. При атмосферном давлении и  $t = 1500$  °C степень диссоциации  $\text{CO}_2$  составляет 0,8 %. Далее, с повышением температуры, она быстро возрастает, достигая 4 % при температуре 2000 °C и 19 % при 2500 °C.

Температуру горения для реальных условий можно определить из теплового баланса горения [7]:

$$Q_{\text{p}}^{\text{p}} = Q_{\text{H}}^{\text{p}} + Q_{\text{фт}} + Q_{\text{фв}} = Q_{\text{I}} + Q_{\text{д}} + I_{\Gamma}, \quad (6.31)$$

где  $Q_{\text{p}}^{\text{p}}$  — располагаемая теплота топлива;  $Q_{\text{фт}}$  и  $Q_{\text{фв}}$  — физическая теплота топлива и воздуха соответственно;  $Q_{\text{I}}$  — теплота, отданная теплообменными поверхностями в окружающую среду;  $Q_{\text{д}}$  — теплота, затраченная на диссоциацию. Подставляя в выражение значение эн-

тальпии продуктов сгорания  $H_r = \sum V_i c_i t$  и преобразуя его, получим выражение для расчета температуры горения:

$$t = \frac{Q_n^p + Q_{фт} + Q_{фв} - Q_1 - Q_d}{\sum V_i \cdot c_i}. \quad (6.32)$$

Максимальное значение температуры получим при условии  $Q_1 = 0$ , т.е. в адиабатных условиях. Температура горения, получаемая в адиабатных условиях, называется *теоретической температурой горения*. Расчетное определение температуры горения осложнено зависимостью теплоемкости и теплоты диссоциации от температуры и возможно лишь с использованием ЭВМ. Значения энтальпий продуктов сгорания всех видов топлив, рассчитанные с учетом теплоты диссоциации и зависимости теплоемкости продуктов сгорания от температуры, приведены в таблицах нормативного метода расчета котельных установок [1]. Для определения теоретической температуры горения можно использовать метод итераций или графический. В последнем случае строят график зависимости энтальпии продуктов сгорания от температуры для различных значений коэффициента избытка воздуха (рис. 6.2). Откладывая по оси ординат значение располагаемой теплоты топлива, графически определяют теоретическую температуру горения при заданном коэффициенте избытка воздуха.

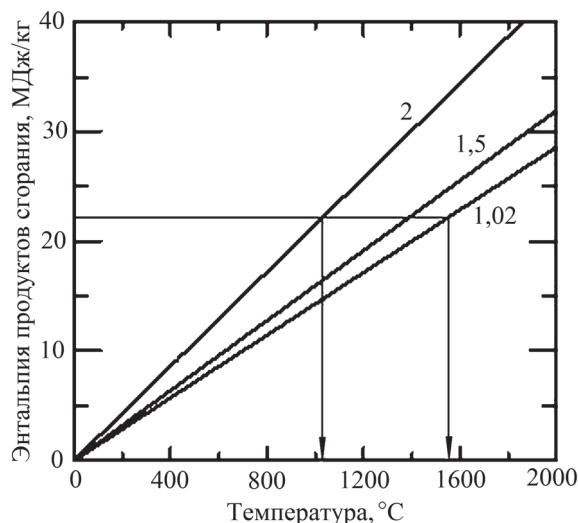


Рис. 6.2. Зависимость энтальпии продуктов сгорания от температуры:  
 цифры у кривых — коэффициент избытка воздуха

### 6.3. Тепловой баланс процесса горения

Эффективность использования топлива в топочном устройстве определяется двумя основными факторами: полнотой сгорания топлива в топочной камере и глубиной охлаждения продуктов сгорания.

Распределение вносимой в топку теплоты на полезно используемую и тепловые потери производится путем составления теплового баланса. Тепловой баланс составляется на 1 кг твердого или жидкого топлива либо на 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива.

Располагаемая теплота, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$Q_p = Q_n + Q_{в.вн} + Q_{фт}, \quad (6.33)$$

где  $Q_{в.вн}$  — теплота, вносимая в топку воздухом, подогретым вне котла;  $Q_{фт}$  — физическая теплота топлива, определяемая его температурой:  $Q_{фт} = c_t t_t$ , здесь  $c_t$  — удельная теплоемкость топлива, кДж/(кг · К);  $t_t$  — температура топлива, °С.

Обязательным является учет  $Q_{фт}$  при сжигании мазута, поскольку он подогревается для распыла до 100–130 °С. Количество теплоты, полученной воздухом при его подогреве в другой установке, определяют по формуле:

$$Q_{в.вн} = \beta_v V^0 c_v (t'_v - t_{х.в}), \quad (6.34)$$

где  $\beta_v$  — относительное количество воздуха, проходящее через дополнительную нагревательную установку;  $c_v$  — теплоемкость воздуха;  $t'_v$  и  $t_{х.в}$  — температуры холодного воздуха и воздуха, поступающего в топку.

Располагаемая теплота расходуется на производство полезной теплоты  $Q_1$  и тепловые потери:

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (6.35)$$

где  $Q_p$  — располагаемая теплота на 1 кг твердого или жидкого либо на 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива;  $Q_1$  — полезно используемая теплота;  $Q_2$  — потеря теплоты с уходящими газами;  $Q_3$  — потеря теплоты с химической неполнотой сгорания топлива;  $Q_4$  — потеря теплоты с механической неполнотой сгорания;  $Q_5$  — потеря теплоты через ограждения;  $Q_6$  — потеря с физической теплотой шлака. Разделив правую

и левую части выражения (5.30) на  $Q_p^p$  и умножив на 100 %, получим уравнения теплового баланса в следующем виде:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (6.36)$$

Коэффициент полезного действия котла:

$$\eta_k = q_1 = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6. \quad (6.37)$$

Большая часть теплоты, вносимой в топку, воспринимается поверхностями нагрева и передается рабочему телу. За счет этой теплоты производится подогрев воды до температуры кипения, ее испарение и перегрев пара. Это полезно используемая теплота, остальная часть составляет тепловые потери.

Полезное тепловосприятие связано с паропроизводительностью котла  $D$  соотношением:

$$BQ_1 = BQ_p^p \eta_k = D(h_{п.п} - h_{п.в}), \quad (6.38)$$

где  $h_{п.п}$  и  $h_{п.в}$  — энтальпия перегретого пара и питательной воды, кДж/кг.

Наибольшей из потерь, как правило, является потеря теплоты с уходящими газами, %:

$$q_2 = \frac{H_{yx} - \alpha_{yx} H_{х.в}^0}{Q_p^p} (100 - q_4), \quad (6.39)$$

где  $H_{yx}$  и  $H_{х.в}^0$  — энтальпия уходящих газов и теоретического количества холодного воздуха (при температуре 30 °С) соответственно;  $\alpha_{yx}$  — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах.

В продуктах сгорания топлив могут находиться газообразные горючие компоненты CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>. Их догорание за пределами топочной камеры практически невозможно вследствие низких температур и концентраций как горючих компонентов, так и кислорода. Теплота, потерянная в результате неполного сгорания горючих веществ, составляет химический недожог топлива  $Q_3$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>). Расчет потерь теплоты  $q_3$ , %, производят по формуле:

$$q_3 = \frac{(Q_{CO} \cdot CO + Q_{H_2} \cdot H_2 + Q_{CH_4} \cdot CH_4)}{Q_p^p} V_{с.г}, \quad (6.40)$$

где  $Q_{CO}$ ,  $Q_{H_2}$ ,  $Q_{CH_4}$  — теплоты сгорания продуктов неполного горения; CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> — объемные содержания продуктов неполного сгорания

топлива в сухих продуктах сгорания, %;  $V_{с.г}$  — объем сухих продуктов сгорания,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Химический недожог при сжигании газообразного и жидкого топлива составляет  $q_3 = 0-0,5\%$ , а при сжигании твердого топлива в факеле принимается равным нулю.

Потеря теплоты с химическим недожогом сильно зависит от коэффициента избытка (рис. 6.3) воздуха и нагрузки топочного устройства (рис. 6.4). Наличие химического недожога при  $\alpha = 1$  определяется несовершенством перемешивания топлива с воздухом. При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha_{кр}$  (кривая  $q_3$ ) химический недожог не возникает. Обычно  $\alpha_{кр} = 1,02-1,03$  и характеризует степень аэродинамического несовершенства горелочного устройства.

При сжигании торфа, углей, сланцев механический недожог представляет собой коксовые частицы, которые, находясь некоторое время в зоне высоких температур факела, успели выделить летучие вещества и, возможно, частично обгорели. Механический недожог при сжигании газа и мазута может иметь место также в виде твердых частиц или сажи, возникающих в высокотемпературной зоне при недостатке кислорода. В нормальных условиях эксплуатации потери с механическим недожогом при сжигании твердых топлив составляют  $q_4 = 0,5-5\%$ . Потери  $q_4$  при сжигании газа и мазута невелики (обычно менее  $1\%$ ), и их рассматривают совместно с потерями  $q_3$ .

При камерном сжигании твердого топлива потери теплоты с механической неполнотой сгорания  $q_4$  подразделяются на потери с уносом  $q_4^{ун}$  и со шлаком  $q_4^{шл}$ , при этом преобладающую часть составляет  $q_4^{ун}$ . Потери  $q_4$  существенно зависят от коэффициента избытка воздуха. При избытке воздуха ниже оптимального рост недожога определяется неполнотой перемешивания топлива с воздухом на выходе из горелки и развитием зон с недостатком кислорода, хотя температурный уровень достаточно высок. При  $\alpha > \alpha_{опт}$  наблюдается снижение температуры в зоне горения и замедление реакций окисления. Одновременно уменьшается время пребывания частиц в высокотемпературной зоне ввиду увеличения объемов продуктов сгорания. Повышенные потери  $q_4$  у низкорреакционных топлив определяются поздним воспламенением коксовых частиц и затянутым горением в кинетической области, в связи с этим низкорреакционные топлива весьма чувствительны к режиму эксплуатации.



Потеря теплоты с механической неполнотой сгорания рассчитывается по выражению, %,

$$q_4 = \left( a_{\text{шл}} \frac{\Gamma_{\text{шл}}}{100 - \Gamma_{\text{шл}}} + a_{\text{ун}} \frac{\Gamma_{\text{ун}}}{100 - \Gamma_{\text{ун}}} \right) \frac{32,7 A^p}{Q_p^p}, \quad (6.41)$$

где  $a_{\text{шл}}$  и  $a_{\text{ун}}$  — соответственно доля золы в шлаке и в уносе;  $\Gamma_{\text{шл}}$  и  $\Gamma_{\text{ун}}$  — содержание горючих в шлаке и уносе, %; 32,7 — теплота сгорания коксовых частиц в шлаке и уносе, МДж/кг.

Значение потерь теплоты от наружного охлаждения  $q_5$  составляет от 0,2 до 2,5 %.

Потеря теплоты с физической теплотой шлака, %:

$$q_6 = \frac{A^p a_{\text{шл}} (ct)_{\text{зл}}}{Q_p^p}, \quad (6.42)$$

где  $(ct)_{\text{зл}}$  — произведение температуры и теплоемкости шлака, рис. 6.3–6.4.

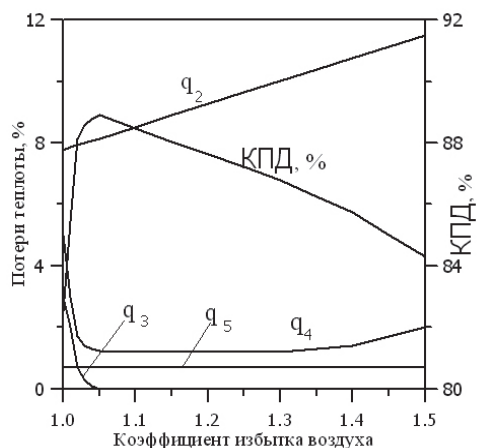


Рис. 6.3. Зависимость потерь теплоты и КПД от коэффициента избытка воздуха

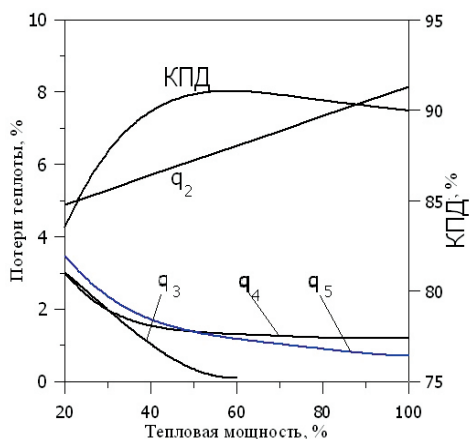


Рис. 6.4. Зависимость потерь теплоты и КПД от тепловой мощности котла

При уменьшении тепловой нагрузки котельных установок происходит некоторое падение температуры уходящих газов, что приводит к уменьшению потерь теплоты с уходящими газами. Потери теплоты с химической и механической неполнотой сгорания увеличиваются с уменьшением тепловой нагрузки из-за ухудшения смешения топли-

ва и воздуха при пониженных скоростях. Удельные потери теплоты через ограждения также увеличиваются, поскольку абсолютное значение этих потерь теплоты остается практически неизменным, а тепловая нагрузка уменьшается. Таким образом, из-за различной зависимости тепловых потерь от нагрузки оказывается, что при пониженной нагрузке КПД котельного агрегата достигает максимального значения.

### Вопросы к главе 6

---

1. Какие реагенты исходного состава реакции влияют на расход воздуха для сжигания топлива?
2. Чему равен теоретический объем продуктов сгорания для природного газа (среднее значение)?
3. От чего зависит объем продуктов сгорания органического топлива?
4. Перечислите способы определения коэффициента избытка воздуха.
5. Каким образом теоретическая температура горения топлива зависит от коэффициента избытка воздуха?

---

## Глава 7. Тепловой расчет котла

---

### 7.1. Температура газов на выходе из топки и степень черноты топки

---

**В** топке котельного агрегата происходит процесс сжигания топлива, при котором его химическая энергия превращается в тепловую. Размеры топочной камеры и главным образом ее высота, должны быть такими, чтобы процесс сгорания топлива был по возможности полностью завершен до входа продуктов сгорания в конвективные газоходы котла.

Передача тепла от продуктов сгорания топлива поверхностям нагрева происходит путем излучения и конвективного теплообмена. В области высоких температур газов около  $1\,200\text{ }^{\circ}\text{C}$  и выше теплоотдача излучением более эффективна, чем конвективный теплообмен. Это объясняется тем, что тепловой поток за счет излучения пропорционален разности четвертых степеней температуры газов и наружной стенки тепловоспринимающей поверхности, а в случае конвективного теплообмена он зависит от разности первых степеней этих температур и коэффициента теплоотдачи, который лишь слабо увеличивается с ростом температуры газов.

Однако настенная радиационная поверхность нагрева значительно дороже конвективной. Наибольшая радиационная поверхность экрана, получающаяся при расположении труб вплотную друг к другу и равная площади стены, покрытой трубами, составляет примерно  $1/3$  от общей поверхности труб. В конвективном же теплообмене уча-

ствуется полная поверхность труб. Кроме того, увеличение радиационной поверхности требует повышения размеров топки, т. е. приводит к соответствующему возрастанию затрат на каркас и обмуровку котла.

Поэтому по технико-экономическим соображениям оптимальные значения температуры продуктов сгорания на выходе из топки больше, чем  $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Тем не менее, температуру газов, покидающих топку, приходится ограничивать, чтобы предотвратить шлакование конвективных поверхностей нагрева.

Для нормальной работы котельного агрегата величина температуры газов перед конвективными поверхностями нагрева, расположенными сразу после топки, имеет важное значение. Если дымовые газы имеют температуру, равную или большую, чем температура начала размягчения золы  $t_2$ , то размягченные частицы золы при соприкосновении с поверхностями нагрева, имеющими в несколько раз более низкую температуру, прилипают к трубам, охлаждаются и образуют наросты шлака. Это приводит к ухудшению теплообмена в зашлакованной поверхности, повышению температуры газов за ней, а также возрастанию сопротивления потоку газов.

Шлакование конвективных поверхностей нагрева отсутствует, если летучая зола при входе в эти поверхности находится в виде твердых частиц. Температура затвердевания золы обычно несколько ниже температуры начала размягчения ее  $t_2$ . В связи с этим температура газов на входе в конвективные поверхности нагрева должна быть примерно на  $50\text{--}100\text{ }^{\circ}\text{C}$  меньше, чем  $t_2$ .

Для каждого топлива в зависимости от свойств его золы существует некоторое оптимальное значение температуры газов на выходе из топки.

При проектировании котельных агрегатов выбор пониженной температуры на выходе из топки приводит к необходимости делать большую радиационную поверхность и тем самым увеличивать объем топки. Снижение температуры в конце топки также приводит к падению температурных напоров и соответствующему росту величины конвективных поверхностей нагрева. Все это влечет за собой увеличение каркаса и обмуровки котла. В конечном счете капитальные затраты на котельный агрегат возрастают, стоимость его повышается.

Передача тепла в топке происходит в основном излучением. Скорость газов в топочной камере невелика, поэтому конвективным те-

плообменом можно пренебречь по сравнению с весьма интенсивным радиационным теплообменом. В конвективных газоходах теплообмен от продуктов сгорания к поверхностям нагрева происходит как конвекцией, так и лучеиспусканием.

В продуктах сгорания топлива содержатся газы, излучающая способность которых различна. Двухатомные газы — азот  $N_2$ , кислород  $O_2$ , водород  $H_2$ , окись углерода  $CO$  — обладают очень слабым излучением. Интенсивное излучение имеют трехатомные газы (углекислый  $CO_2$  и сернистый ангидрид  $SO_2$ ), многоатомные газы (метан  $CH_4$ , тяжелые углеводороды) и водяной пар. Практическое значение имеет лишь излучение трехатомных газов —  $CO_2$ ,  $SO_2$  и водяного пара, т. к. метана и тяжелых углеводородов в топочных газах обычно содержится ничтожное количество.

В отличие от излучения твердых тел, имеющих сплошной спектр, газы излучают энергию лишь в некоторой части спектра (преимущественно в пределах инфракрасной части).

Интенсивность излучения отдельных полос спектра различна, но она никогда не превышает интенсивности излучения абсолютно черного тела при данных длинах волн и температуре. Поэтому степень черноты газа  $\xi_r$ , т. е. отношение полной энергии излучения газа  $q_r$  к полной энергии излучения абсолютно черного тела  $q_0$ , всегда меньше единицы  $\xi_r = q_r/q_0$ .

Энергия излучения газа, также как и абсолютно черного тела, с ростом температуры увеличивается. Однако степень черноты газа в ряде случаев снижается с повышением температуры. Это объясняется тем, что максимум кривой интенсивности излучения абсолютно черного тела с ростом температуры сдвигается в область малых длин волн, где полос излучения газа почти нет. В отличие от излучения твердого тела, которое происходит с его поверхностного слоя, газы излучают всем объемом, поэтому интенсивность излучения газа зависит от толщины излучающего объема  $s$  и растет с увеличением последней.

Энергия излучения газа возрастает также с увеличением его парциального давления в смеси. Энергия излучения газа, а следовательно, и степень черноты газа  $\xi_r$ , таким образом, зависят от произведения парциального давления газа на эффективную толщину излучающего слоя  $ps$  и температуры, т. е.  $\xi_r = f(ps, t)$ , где  $p$  — парциальное давление газа, МПа;  $s$  — эффективная толщина излучающего слоя газа, м;  $t$  — температура газа, °С.

При одинаковых парциальных давлениях углекислого газа и водяного пара и небольшой толщине излучающего слоя пламени степень черноты водяного пара несколько меньше. В больших объемах газа излучение водяного пара более интенсивное, чем излучение углекислого газа. В топочных камерах, где толщина излучающего слоя  $s$  велика, излучение водяного пара обычно больше, чем углекислого газа.

Эффективная толщина излучающего слоя газового объема в топке может быть приблизительно подсчитана по формуле [1]:

$$s = 3,6 \frac{V}{F_{\text{ст}}}, \quad (7.1)$$

где  $V$  — газовый объем,  $\text{м}^3$ ;  $F_{\text{ст}}$  — площадь ограждающих поверхностей,  $\text{м}^2$ .

В зависимости от элементарного состава топлива и его влажности объемные доли трехатомных газов и водяных паров, а следовательно, и парциальные давления их имеют различные значения.

При завершении сгорания топлива в топочной камере объем трехатомных газов по всему тракту котла остается неизменным, но процентное содержание  $\text{RO}_2$  и парциальное давление их уменьшаются в связи с возрастанием объема дымовых газов за счет присосов холодного воздуха в топку и конвективные газоходы. Процентное содержание и парциальное давление водяных паров по тракту дымовых газов также снижаются.

Энергия излучения смеси различных газов не равна сумме энергий излучений каждого из газов. Это объясняется тем, что при наличии в спектрах газов, полос с одинаковыми длинами волн часть энергии, излучаемая одним газом, поглощается другим.

При прохождении лучей в газовой среде интенсивность их излучения может ослабляться за счет поглощения части лучистой энергии не только молекулами газа, но и взвешенными в газе твердыми частицами. В продуктах сгорания топлива могут быть сравнительно крупные кусочки (размером 200–300 мкм, иногда и больше) недогоревшего топлива и золы и мельчайшие (размером до 0,2–0,5 мкм) сажистые частицы.

Поглощенная молекулами газа и твердыми частицами лучистая энергия переходит в тепловую энергию и снова излучается, поэтому суммарная энергия излучения газовой среды повышается при увеличении толщины слоя и плотности газовой среды, а также содержания в этой среде взвешенных твердых частиц.

Интенсивность теплообмена в топке определяет коэффициент излучения топочной среды  $\xi_{\tau}$ . Он определяется коэффициентом излучения факела  $\xi_{\phi}$ , заполняющего топочный объем, тепловой эффективностью экранных поверхностей  $\psi_{\tau}$  и находится по формуле:

$$\xi_{\tau} = \frac{\xi_{\phi}}{\xi_{\phi} + (1 + \xi_{\phi})\psi_{\tau}}. \quad (7.2)$$

Коэффициент излучения факела определяется по закону Бугера:

$$\xi_{\phi} = 1 - e^{-kps}, \quad (7.3)$$

где  $k$  — коэффициент ослабления лучей топочной средой,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  $p$  — давление газов в топочной камере, МПа; для топок, работающих под разрежением и наддувом не более 5000 Па (500 мм. вод. ст.), принимают  $p = 0,1$  МПа;  $s$  — эффективная толщина излучающего слоя в топочной камере, м.

При сжигании твердого топлива коэффициент ослабления лучей топочной средой определяется коэффициентом ослабления лучей трехатомными газами ( $k_{\tau}r_{\text{п}}$ ), золовыми частицами ( $k_{\text{зл}}\mu_{\text{зл}}$ ) и горящими коксовыми частицами  $k_{\text{к}}$ :

$$k = k_{\tau}r_{\text{п}} + k_{\text{зл}}\mu_{\text{зл}} + k_{\text{к}}. \quad (7.4)$$

Коэффициент ослабления лучей газовой средой определяется по состоянию газов на выходе из топки по формуле:

$$k_{\tau} = \left( \frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\text{п}}S}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{T''}{1000} \right), \quad (7.5)$$

где  $r = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$  — суммарная доля трехатомных газов, определяемая по объемам продуктов сгорания.

Снижение интенсивности лучей золовыми частицами зависит только от их размеров, увеличиваясь с уменьшением последних:

$$k_{\text{зл}} = \frac{5500}{\sqrt[3]{T''^2 d_{\text{зл}}^2}}, \quad (7.6)$$

где  $d_{\text{зл}}$  — средний (по удельной поверхности) диаметр золовых частиц, мкм, определяется по табл. 7.1. Концентрация золовых частиц определяется по выражению:

$$\mu_{\text{зл}} = a_{\text{ун}} \frac{A^p}{100 \cdot G}, \quad (7.7)$$



где  $G$  — массовое количество продуктов сгорания образующееся при сжигании 1 кг твердого топлива  $G = 1 - A^p/100 + 1,306 \cdot \bar{\alpha}V^0$ .

Таблица 7.1

### Определение диаметра золовых частиц

Топочное устройство	Вид топлива	Эффективный диаметр частиц золы $d_{\text{эл}}$ , мкм
Камерные топки, шаровые барабанные мельницы	Все топлива	13
Камерные топки, среднеходные и молотковые мельницы	Все топлива, кроме торфа	16
Камерные топки	Торф	24

Коэффициент ослабления лучей горящими частицами кокса принимают в зависимости от вида сжигаемого топлива. Для топлив с малым выходом летучих (антрациты, тощие угли)  $k_k = 1$ ; для каменных, бурых углей, торфа, сланцев  $k_k = 0,5$ .

При сжигании газового и жидкого топлива коэффициент теплового излучения продуктов сгорания по высоте топки заметно изменяется, поэтому его усредняют по формуле:

$$\xi_{\text{ф}} = m\xi_{\text{св}} + (1 - m)\xi_{\text{г}}, \quad (7.8)$$

где  $\xi_{\text{св}}$ ,  $\xi_{\text{г}}$  — коэффициенты теплового излучения светящегося факела и несветящихся газов в верхней части топки;  $m$  — доля топочного объема, заполненная светящимся факелом. Значение  $m$  для теплонапряжений  $q_v \leq 390 \cdot 10^3$  кВт/м<sup>3</sup> независимо от нагрузки котла принимается: мазуты  $m = 0,55$ ; природный и др. газы  $m = 0,1$ .

Коэффициент  $\xi_{\text{г}}$  находится по (6.3), если принять  $\xi_{\text{г}} = k_{\text{г}}r_{\text{п}}$ . Коэффициент  $\xi_{\text{св}}$  также находится по (6.3), если принять  $k = k_{\text{г}}r_{\text{п}} + k_{\text{с}}$ , где  $k_{\text{с}}$  — эффективный коэффициент ослабления сажистыми частицами, образующимися в ядре факела при сжигании газа и мазута:

$$k_{\text{с}} = 0,3(2 - \alpha_{\text{т}}) \left( 1,6 \frac{T_{\text{т}}''}{1000} - 0,5 \right) \frac{C^p}{H^p}. \quad (7.9)$$

Здесь  $C^p/H^p$  — соотношение содержаний углерода и водорода в рабочей массе жидкого топлива. Для газового топлива:

$$C^p / H^p = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n, \quad (7.10)$$

где  $m$  и  $n$  — количество атомов углерода и водорода в соединении, а содержание углеводородных соединений  $C_mH_n$  выражено в %.

*Определение геометрических характеристик*

Для расчета топки необходимо знать объем топки  $V_t$ , поверхность стен топки  $F_{ст}$ , лучевоспринимающую поверхность экранов  $H_{л}$ , шаг и диаметр труб экранов.

Объем топочной камеры ограничивается осевой плоскостью экранных труб стен и потолка, поверхностью, проходящей через первый ряд труб фестона, горизонтальной плоскостью, отделяющей половину высоты холодной воронки, или плоскостью пода топки.

Объем топки можно определить по данным справочной литературы либо рассчитать по чертежам котла:

$$V_t = b \cdot F_{ст.б}, \quad (7.11)$$

где  $b$  — ширина топки в свету,  $F_{ст.б}$  — поверхность боковой стены топки.

Полная поверхность стен топки

$$F_{ст} = 2 \cdot F_{ст.б} + F_{ст.фр} + F_{ст.з} + F_{ф}, \quad (7.12)$$

где  $F_{ст.фр}$ ,  $F_{ст.з}$ ,  $F_{ф}$  — поверхности стен фронтальной, задней и фестона (по первому ряду труб).

Поверхность стен топки, занятая экранами:

$$F_{ст.э} = F_{ст} - F_{гор}, \quad (7.13)$$

где  $F_{гор}$  — незранированная поверхность стен, занятая горелками.

Лучевоспринимающая поверхность нагрева экранов топки определяется по справочной литературе или рассчитывается по формуле:

$$H_{л} = \sum (F_i x_i), \quad (7.14)$$

где  $F_i$  — поверхность соответствующей стены топки, занятой экраном, определяется как произведение расстояния между осями крайних труб данного экрана на освещенную длину экранных труб;  $x_i$  — угловой коэффициент экрана, определяемый по рис. 7.1.

Угловой коэффициент  $x$  поверхности, проходящей через первый ряд труб котельного пучка или фестона, расположенных в выходном окне топки, равен 1.

При расчете последующих поверхностей нагрева следует учитывать, что угловой коэффициент самого пучка или фестона может быть меньше единицы и часть падающего на него лучистого тепла проходит

сквозь пучок на расположенные за ним поверхности нагрева (например, на пароперегреватель, расположенный за фестом), табл. 7.2.

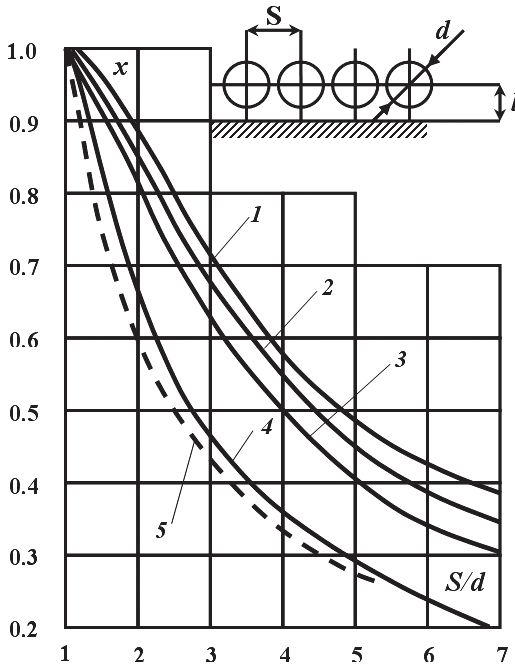


Рис. 7.1. Угловой коэффициент однорядного гладкотрубного экрана [1]:  
 1 — с учетом излучения обмуровки при  $l \geq 1,4d$ ; 2 — с учетом излучения обмуровки при  $l = 0,8d$ ; 3 — с учетом излучения обмуровки при  $l = 0,5d$ ; 4 — с учетом излучения обмуровки при  $l = 0$  (ДЕ, КЕ); 5 — без учета излучения обмуровки при  $l \geq 0,5d$  (ДКВР)

Таблица 7.2

Коэффициент загрязнения экранов [1]

Тип экрана	Род топлива	Коэффициент $\xi = \psi/x$
Открытые гладкотрубные и плавниковые настенные экраны	Газообразное топливо	0,65
	Мазут	0,55
	АШ и ПА, тощий уголь, каменные и бурые угли, фрезерный торф	0,45
	Экибастузский уголь	0,35–0,4
	Бурые угли с $W^l \geq 3$ при газовой сушке и прямом вдувании	0,55
	Сланцы	0,25

Коэффициент тепловой эффективности экранов равен произведению углового коэффициента экрана на коэффициент, учитывающий загрязнение,

$$\psi = x \cdot \xi. \quad (7.15)$$

Если стены топки закрыты экранами с разными угловыми коэффициентами  $x$  или экраны покрывают часть поверхности стен, среднее значение коэффициента эффективности составит:

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\sum \psi_i F_{\text{сг}i}}{F_{\text{ст}}}. \quad (7.16)$$

Для неэкранированных участков топочных стен  $\psi = 0$ .

## 7.2. Расчет теплообмена в топке

Тепловосприятие поверхностей теплообмена в топке определяется из уравнения теплообмена, которое в соответствии с законом Стефана-Больцмана может быть представлено в виде:

$$Q_{\text{л}} = \xi_{\text{т}} c_0 \psi_{\text{с}} F_{\text{ст}} (\bar{T}^4 - \bar{T}_{\text{ст}}^4). \quad (7.17)$$

Здесь:  $Q_{\text{л}}$  — тепловосприятие поверхностей нагрева, кВт;  $\xi_{\text{т}}$  — коэффициент теплового излучения топки (степень черноты топки);  $c_0$  — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный  $5,76 \cdot 10^{-11}$ , кВт/(м<sup>2</sup> · К<sup>4</sup>);  $F_{\text{ст}}$  — площадь поверхностей стенок, ограничивающих топку, м<sup>2</sup>;  $\psi_{\text{с}}$  — коэффициент тепловой эффективности поверхностей нагрева;  $\bar{T}$  — средняя температура продуктов сгорания в топке, К;  $\bar{T}_{\text{ст}}$  — средняя температура поверхностей нагрева, К.

Тепловосприятие поверхностей нагрева может быть определено из уравнения теплового баланса топки:

$$Q_{\text{л}} = \varphi B_{\text{р}} (Q_{\text{т}} - H''_{\text{т}}), \quad (7.18)$$

где  $\varphi = 1 - q_5 / (\eta + q_5)$  — коэффициент сохранения теплоты топкой;  $B_{\text{р}}$  — расчетный расход топлива, м<sup>3</sup>/с;  $Q_{\text{т}}$  — полезное тепловыделение в топке, кДж/м<sup>3</sup>;  $H''_{\text{т}}$  — энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, кДж/м<sup>3</sup>.

Полезное тепловыделение в топке складывается из располагаемой теплоты топлива за вычетом потерь и теплоты горячего воздуха, поступающего в топку:

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{р}} \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}}. \quad (7.19)$$

Здесь:  $Q_B = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл})H_{гв}^\circ + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл})H_{хв}^\circ$  — теплота воздуха;  $H_{гв}^\circ$  — энтальпия горячего воздуха при  $\alpha = 1$  (определяется по таблице энтальпий для принятой температуры подогрева воздуха);  $H_{хв}^\circ$  — то же для холодного воздуха; Присосы в топке и пылесистеме  $\Delta\alpha_T$  и  $\Delta\alpha_{пл}$  принимаются по таблицам приведенным в [1].

Значение разности  $(Q_m - H_m'')$  при условии неизменности объема продуктов сгорания и средней теплоемкости в топке может быть найдено из формулы:

$$(Q_T - H_T'') = (V_{гс} c_{гс}) (T_a - T_T''), \quad (7.20)$$

где  $V_{гс}$  — объем продуктов сгорания, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $c_{гс}$  — теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(м<sup>3</sup> К);  $T_a$  — адиабатная температура горения топлива, К;  $T_T''$  — температура продуктов сгорания на выходе из топки, К. Значение  $T_a$  определяется по таблице энтальпий продуктов сгорания по рассчитанной величине  $Q_T$ .

Средняя суммарная теплоемкость газов:

$$(Vc_p)_{ср} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \quad (7.21)$$

где  $Q_T$  — полезное тепловыделение в топке;  $H_T''$  — энтальпия газов на выходе из топки (определяется по рассчитанной ранее таблице энтальпий в зависимости от принятой предварительно температуры уходящих газов  $\vartheta_T''$ , °С);  $\vartheta_a$  — адиабатическая температура горения топлива, °С. Приравнивая значения  $Q_{л}$  — из уравнения теплового баланса и теплообмена в топке, получим:

$$\xi_T c_0 \Psi_{\vartheta} F_{ст} (\bar{T}^4 - \bar{T}_{ст}^4) = \phi B_p (V_{гс} c_{гс}) (T_a - T_T''),$$

или

$$\xi_T c_0 \Psi_{\vartheta} F_{ст} \bar{T}^4 \left[ 1 - \left( \frac{\bar{T}_{ст}}{\bar{T}} \right)^4 \right] = \phi B_p (V_{гс} c_{гс}) T_a \left( 1 - \frac{T_T''}{T_a} \right). \quad (7.22)$$

Параметр, учитывающий отраженное излучение от стенки топки обозначим через  $r = 1 - (\bar{T}_{ст}/\bar{T})^4$  и введем понятие о безразмерных температурах — средней в топке и на выходе из нее:  $\theta = T/T_a$ ;  $\theta_T'' = T_T''/T_a$ . Подставив в уравнение безразмерные температуры, получим выражение, связывающее безразмерную температуру на выходе из топки и среднюю температуру в топке:

$$\frac{\phi B_p (V_r c_r)_{cp}}{r \xi_T c_0 \psi_\vartheta F_{ct} T_a^3} (1 - \theta_T'') = \left( \frac{\bar{T}}{T_a} \right)^4 = \bar{\theta}^4. \quad (7.23)$$

На основании экспериментальных данных зависимость между этими безразмерными температурами была предложена в виде  $\bar{\theta} = \sqrt[4]{m} (\bar{\theta}_T'')^n$ . Подставив данное выражение в полученное уравнение (7.23), запишем его в виде:

$$\frac{Bo}{r \xi_T m} (1 - \theta_T'') = (\theta_T'')^{4n}, \quad (7.24)$$

где  $Bo = \frac{\phi B_p (V_r c_r)_{cp}}{c_0 \psi_\vartheta F_{ct} T_a^3}$  — число Больцмана,  $\frac{m^3 / c \cdot m^3 / m^3 \cdot \text{кДж} / (m^3 K)}{\text{кВт} / (m^2 \cdot K^4) \cdot m^2 \cdot K^3} = 1$ ,

характеризующее отношение удельной тепловой нагрузки экранов

топки  $\frac{\phi B_p (V_r c_r)_{cp} T_a}{F_{ct}} = \frac{m^3 / c \cdot m^3 / m^3 \cdot \text{кДж} / (m^3 \cdot K) K}{m^2} = \text{кВт} / m^2$  к макси-

мальному ее значению при адиабатной температуре горения и степени черноты, равной единице  $c_0 \psi_\vartheta T_a^4 = \text{кВт} / (m^2 \cdot K^4) K^4 = \text{кВт} / m^2$ .

Полученное уравнение не может быть решено алгебраически, но из него следует, что  $\theta_T'' = f\left(\frac{Bo}{r \xi_T m}, n\right)$ .

На основе анализа экспериментальных данных по работе топочных устройств было показано, что коэффициент  $m \approx 1$ , а показатель  $n$  является функцией расположения зоны максимальных температур в топке. С учетом этого была предложена формула для определения температуры продуктов сгорания на выходе из топки в виде уравнения:

$$\theta_T'' = \frac{Bo^{0,6}}{M \xi_T^{0,6} + Bo^{0,6}}. \quad (7.25)$$

В развернутом виде для определения температуры на выходе из топки эта формула принимает вид:

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{M \left( \frac{5,67 \psi_\vartheta F_{ct} \xi_T T_a^3}{10^{11} \phi B_p (V_r c_r)_{cp}} \right)^{0,6} + 1} - 273. \quad (7.26)$$

В последней редакции норм теплового расчета котлов выражение для расчета температуры на выходе из топки приведено в измененном виде с использованием критерия эффективности Бугера  $B\tilde{u}$ :

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B\tilde{u}^{0,3} \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{\vartheta} \cdot F_{\text{ст}} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{\text{cp}}} \right]^{0,6}} - 273. \quad (7.27)$$

Эффективное значение критерия Бугера  $B\tilde{u}$  определяется по формуле:

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left( \frac{1,4 Bu^2 + Bu + 2}{1,4 Bu^2 - Bu + 2} \right). \quad (7.28)$$

Здесь основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности  $Bu$  (критерий Бугера), который определяется по формуле  $Bu = kps$ .

Ориентировочные значения температуры газов на выходе из топки приведены в табл. форме.

Топливо	$\vartheta_T''$ , °C
А, ПА и Т	1050
Каменные угли, газ, мазут	1050–1100
Бурые угли	1000–1100
Сланцы	900
Торф (фрезерный)	950

#### Определение коэффициента $M$

Для однокамерных топок коэффициент  $M$ , учитывающий относительное положение ядра факела по высоте топки, определяется по следующим формулам. При сжигании газа и мазута:

$$M = 0,54 - 0,2x_T; \quad (7.29)$$

при камерном сжигании высокореакционных топлив и слоевом сжигании всех топлив

$$M = 0,59 - 0,5x_T; \quad (7.30)$$

при камерном сжигании малореакционных топлив (А, ПА и Т), а также каменных углей с повышенной зольностью (типа экибастузских):

$$M = 0,56 - 0,5x_T. \quad (7.31)$$

В камерных топках при горизонтальном расположении осей горелок и верхнем отводе газов принимают  $x_r = x_r$ , где  $x_r = \frac{h_r}{H_T}$ ,  $h_r$  — высота

расположения горелок (от пода топки или середины холодной воронки);  $H_T$  — общая высота топки от пода топки или середины холодной воронки до середины выходного окна из топки), рис. 7.2.

При расположении горелок в несколько рядов высота расположения горелок усредняется:

$$h_r = \frac{n_1 B_1 h_{r1} + n_2 B_2 h_{r2} + \dots}{n_1 B_1 + n_2 B_2 + \dots}, \quad (7.32)$$

где  $B_1, B_2$  — расход топлива соответственно через каждую горелку первого, второго и др. рядов;  $n_1, n_2, \dots$  — количество горелок в первом, втором и др. рядах;  $h_{r1}, h_{r2}, \dots$  — высота расположения осей первого, второго и др. рядов.

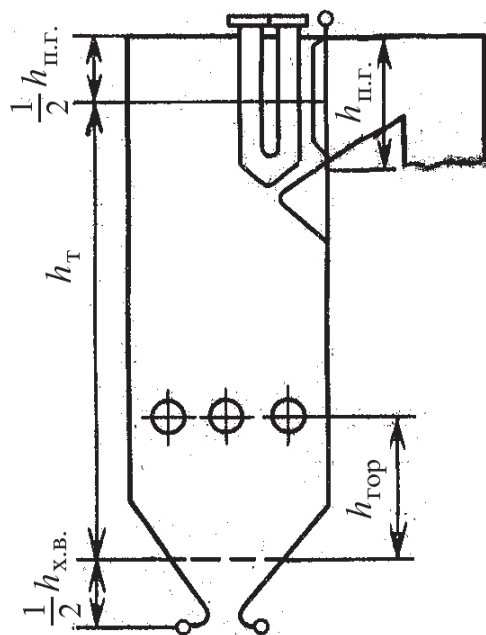


Рис. 7.2. Определение относительного уровня расположения горелок [1]

После определения всех величин по формуле (6.27) производится расчет  $\vartheta_T''$  и сравнение с предварительно принятым значением. При несовпадении температур уходящих газов более чем на  $\pm 50$  °С за новое значение принимается ее расчетное значение и расчет повторяется.



После определения  $\vartheta_t''$  производится расчет удельных тепловых напряжений.

Удельное тепловое напряжение топочного объема:

$$q_v = \frac{B_p Q_H^p}{V_t}, \quad (7.33)$$

среднее удельное тепловое напряжение поверхности нагрева экранов:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_p \phi (Q_t - I'')}{F_{\text{ст}}}. \quad (7.34)$$

Расчетное значение  $q_v$  сравнивается с максимально допустимым значением  $q_v^{\text{доп}}$  для топки. Если расчетное  $q_v > q_v^{\text{доп}}$ , то необходимо увеличить объем топки  $V_t$  и определить соответствующее ему новое значение поверхности стен топки  $F_{\text{ст}}$  и расчет повторить. При сжигании твердых топлив в камерных топках допустимые тепловые напряжения находятся в диапазоне от  $q_v = 115\text{--}185 \text{ кВт/м}^3$ , при сжигании мазута  $q_v = 407 \text{ кВт/м}^3$ , при сжигании природного газа  $q_v = 465 \text{ кВт/м}^3$ .

### 7.3. Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева

#### 7.3.1. Основные уравнения

Расчет конвективных поверхностей нагрева производится с использованием уравнений теплового баланса и теплообмена.

*Уравнение теплообмена* связывает количество передаваемой теплоты с величиной поверхности нагрева:

$$Q_t = \frac{k F \overline{\Delta t}}{B_p} \cdot 10^{-3}, \text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7.35)$$

где  $Q_t$  — теплота, воспринятая поверхностью за счет конвекции и межтрубного излучения, отнесенная к 1 кг ( $1 \text{ м}^3$ ) топлива, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);  $k$  — коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\overline{\Delta t}$  — температурный напор, К;  $B_p$  — расчетный расход топлива, кг/с (м<sup>3</sup>/с);  $F$  — расчетная поверхность нагрева, м<sup>2</sup>.

В гладкотрубных конвективных пучках расчетная поверхность принимается равной полной поверхности труб с наружной (газовой) стороны.

Расчетная поверхность конвективных пучков: мембранных, из плавниковых труб, труб с поперечными ребрами, мембранно-лепестковых и лепестковых — принимается равной полной поверхности оребренных труб с наружной стороны. Поверхность оребренных труб складывается из поверхности ребер (проставок, лепестков) и межреберных участков труб.

Поверхность нагрева рекуперативного воздухоподогревателя находится как средняя по газовой и воздушной сторонам.

В уравнении теплового баланса теплота, отданная дымовыми газами, приравнивается к теплоте, воспринимаемой паром, водой или воздухом.

Теплота, отданная газами:

$$Q_6 = \varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{\text{хв}}^0), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7.36)$$

где  $\varphi$  — коэффициент сохранения теплоты,  $H'$  и  $H''$  — энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и выходе из нее, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);  $\Delta\alpha H_{\text{хв}}^0$  — количество теплоты, поступившей с присосами, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

Для всех поверхностей нагрева, кроме воздухоподогревателя,  $H_{\text{хв}}^0$  находится по температуре холодного воздуха 30 °С, для самой этой поверхности  $H_{\text{хв}}^0$  вычисляется при средней температуре воздуха.

Теплота, воспринятая обогреваемой средой, рассчитывается по следующим формулам.

Для конвективного пароперегревателя, получающего излучение из топки  $Q_{\text{лт}}$ :

$$Q_6 + Q_{\text{лт}} = \frac{D_{\text{пп}}}{B_{\text{р}}} (h_{\text{пп}} - h_{\text{с}} + \Delta h_{\text{по}}), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7.37)$$

где  $D_{\text{пп}}$  — расход пара, кг/с;  $h_{\text{пп}}$  и  $h_{\text{с}}$  — энтальпия пара на выходе из поверхности нагрева и входе в нее, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);  $\Delta h_{\text{по}}$  — снижение энтальпии перегретого пара в пароохладителе, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>);  $Q_{\text{лт}}$  — теплота, полученная излучением из топки, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>).

Для пароперегревателя, не получающего излучение из топки:

$$Q_6 = \frac{D_{\text{пп}}}{B_{\text{р}}} (h_{\text{пп}} - h_{\text{с}} + \Delta h_{\text{по}}), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}. \quad (7.38)$$

Если между топкой и конвективным пароперегревателем расположен фестон,  $Q_{\text{лф}}$  определяется с учетом теплоты, воспринятой им:

$$Q_{\text{лф}} = \frac{x_{\text{ф}} \cdot q_{\text{лв}} \cdot H_{\text{лф}}}{B_{\text{р}}}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7.39)$$

где  $x_{\text{ф}}$  — угловой коэффициент пучка фестона;  $q_{\text{лв}}$  — тепловая нагрузка экранов в верхней части топки,  $\text{кВт/м}^2$ , определяемая при помощи коэффициента распределения  $\eta_{\text{в}}$  (номограмма 2 [1]):  $q_{\text{лв}} = q_{\text{л}} \cdot \eta_{\text{в}}$ ,  $\text{кВт/м}^2$ ;  $q_{\text{л}}$  — среднее тепловое напряжение топочных экранов:  $q_{\text{л}} = \frac{B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{л}}}{F_{\text{ст}}}$ ,  $\text{кВт/м}^2$ , где  $Q_{\text{л}} = \varphi(Q_{\text{т}} - H_{\text{т}}'')$ ,  $F_{\text{ст}}$  — поверхность стен топки;

$H_{\text{лф}}$  — лучевоспринимающая поверхность входного сечения фестона.

Таким образом, тепловой поток излучением, воспринятый пароперегревателем из топки:

$$Q_{\text{лт}} = \frac{(1 - x_{\text{ф}}) \cdot q_{\text{лв}} \cdot H_{\text{лф}}}{B_{\text{р}}}, \text{ кДж/кг} \cdot \text{кДж/м}^3. \quad (7.40)$$

При расчете котельных пучков с постоянной температурой внутренней среды уравнение тепловосприятия обогреваемой среды не составляется.

Для воздухоподогревателя:

$$Q_{\text{б}} = \left( \alpha''_{\text{вп}} + \frac{\Delta \alpha_{\text{вп}}}{2} \right) \cdot (H''_{\text{вп}} - H'_{\text{вп}}), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7.41)$$

где  $\alpha''_{\text{вп}}$  — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому;  $\Delta \alpha_{\text{вп}}$  — присос воздуха в воздухоподогреватель, принимаемый равным утечке с воздушной стороны;  $H''_{\text{вп}}$  и  $H'_{\text{вп}}$  — энтальпии воздуха, теоретически необходимого для сгорания, при температуре на выходе из воздухоподогревателя и на входе в него,  $\text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}$ .

Для экономайзера:

$$Q_{\text{б}} = \frac{(D_{\text{пп}} + D_{\text{пр}})}{B_{\text{р}}} (h'' - h'), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7.42)$$

где  $h'$  и  $h''$  — энтальпии воды на входе и выходе,  $\text{кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}$ ;  $D_{\text{пр}}$  — расход продувочной воды из испарительного тракта котла,  $\text{кг/с}$ .

### 7.3.2. Коэффициент теплопередачи

При выполнении теплового расчета котла коэффициент теплопередачи обычно определяется так же, как для многослойной плоской стенки. Это не вносит больших погрешностей для гладкотрубных поверхностей и вместе с тем значительно упрощает расчет:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_{\text{в.о.}}}{\lambda_{\text{в.о.}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (7.43)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от стенки к обогреваемой среде,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\delta_m, \lambda_m$  — толщина, м, и коэффициент теплопроводности металла стенки трубы,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $\varepsilon = \delta_3/\lambda_3$  — тепловое сопротивление загрязняющего слоя, называемое «коэффициентом загрязнения»,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;  $\delta_{\text{в.о.}}, \lambda_{\text{в.о.}}$  — толщина, м, и коэффициент теплопроводности слоя отложений на внутренней поверхности труб,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Если одна или обе теплообменивающиеся среды представляют собой дымовой газ или воздух, то термическое сопротивление на газовой и воздушной сторонах гладкотрубной поверхности нагрева ( $1/\alpha_1$  и  $1/\alpha_2$ ) существенно превышает термическое сопротивление металла труб. Последним в этом случае пренебрегают ( $\delta_m/\lambda_m = 0$ ).

При нормальной эксплуатации котла внутренние отложения не должны вызывать существенного роста термического сопротивления трубы, поэтому в тепловом расчете они не учитываются ( $\delta_{\text{в.о.}}/\lambda_{\text{в.о.}} = 0$ ).

Тепловое сопротивление загрязнения зависит от большого количества факторов: рода топлива, скорости газов, диаметра труб и их расположения, крупности золы и др. Из-за отсутствия в ряде случаев этих данных применяются два метода оценки загрязнения: с помощью коэффициента загрязнения  $\varepsilon$  и коэффициента эффективности  $\psi$ , представляющего собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

Для конвективных поверхностей нагрева расчет коэффициента теплопередачи выполняется при помощи коэффициента тепловой эффективности и для гладкотрубных пучков, не получающих прямое излучение из топки:

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (7.44)$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_l), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (7.45)$$

где  $\xi$  — коэффициент использования, для поперечно омываемых пучков труб принимается  $\xi = 1$ ;  $\alpha_k$  — коэффициент теплоотдачи конвекцией,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\alpha_l$  — коэффициент теплоотдачи излучением,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Для гладкотрубных экономайзеров и испарительных поверхностей тепловым сопротивлением с внутренней стороны труб пренебрегают и коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$k = \psi \alpha_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (7.46)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$  определяется скоростью и температурой потока, диаметром и расположением труб в пучке, типом поверхности (гладкая, ребристая), характером омывания (продольное, поперечное или косое), физическими свойствами омывающей среды, температурой стенки.

Расчетная скорость дымовых газов:

$$W_r = \frac{B_p \cdot V_r \cdot (\vartheta + 273)}{F_r \cdot 273}, \text{ м/с}, \quad (7.47)$$

где  $F_r$  — площадь живого сечения для прохода газов,  $\text{м}^2$ ;  $V_r$  — объем газов на 1 кг ( $1 \text{ м}^3$ ) топлива, определяется по среднему избытку воздуха в поверхности при нормальных условиях,  $\text{м}^3/\text{кг}$  ( $\text{м}^3/\text{м}^3$ );  $\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2}$  —

расчетная температура дымовых газов,  $^{\circ}\text{C}$ , определяется как полусумма температур на входе и выходе.

Расчетная скорость воздуха:

$$W_b = \frac{B_p \cdot \alpha_{\text{вп}} \cdot V^0 \cdot (t + 273)}{F_b \cdot 273}, \text{ м/с}, \quad (7.48)$$

где  $F_b$  — площадь живого сечения для прохода воздуха,  $\text{м}^2$ ;  $V^0$  — количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания при нормальных условиях,  $\text{м}^3/\text{кг}$  ( $\text{м}^3/\text{м}^3$ );  $\alpha_{\text{вп}}$  — коэффициент избытка воздуха.

Для воздухоподогревателя:

$$\alpha_{\text{вп}} = \alpha_{\text{вп}}'' + \frac{\Delta \alpha_{\text{вп}}}{2},$$

где  $\alpha''_{\text{вп}}$  — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому;  $\Delta\alpha_{\text{вп}}$  — присос воздуха в воздухоподогревателе, принимаемый равным утечке с воздушной стороны.

Расчетная скорость водяного пара и воды:

$$w_{\text{п}} = \frac{D \cdot v}{f}, \text{ м/с}, \quad (7.49)$$

где  $D$  — расход пара (воды), кг/с;  $v$  — средний удельный объем пара (воды), м<sup>3</sup>/кг;  $f$  — площадь живого сечения для прохода пара (воды), м<sup>2</sup>.

Площадь живого сечения для прохода газов и воздуха определяется по сечению, проходящему через оси поперечного ряда труб, и равна разности между полной площадью поперечного сечения газохода в свету и частью этой площади, занятой трубами.

Для поперечно омываемых гладкотрубных пучков:

$$F = a \cdot b - z_l \cdot l \cdot d, \text{ м}^2, \quad (7.50)$$

где  $a$  и  $b$  — размеры газохода в расчетном сечении, м (в экранированном газоходе  $a$  и  $b$  принимаются по осям труб экранов);  $z_l$  — число труб в ряду;  $d, l$  — диаметр и длина труб, м, при изогнутых трубах  $l$  вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода.

При продольном омывании при течении среды внутри труб:

$$F = z \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}, \text{ м}^2, \quad (7.51)$$

где  $z$  — число параллельно включенных труб;  $d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр труб, м.

При течении среды между трубами:

$$F = a \cdot b - z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2. \quad (7.52)$$

Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  определяются при расчетной (средней) температуре газа и рабочей среды, а также по средним скоростям потока в поверхностях нагрева. Поверхности теплообмена выполняются в виде коридорных или шахматных пучков труб (рис. 7.3).

При поперечном смывании коридорных пучков дымовыми газами или воздухом коэффициент теплоотдачи конвекцией, отнесенный к полной поверхности (по наружному диаметру), определяется по формуле:

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,65} \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}), \quad (7.53)$$

где  $d$  — наружный диаметр, м;  $w$  — скорость теплоносителя, м/с;  $C_s$  — поправка на геометрическую компоновку пучка определяется в зависимости от относительных шагов труб:

$$C_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2}. \quad (7.54)$$

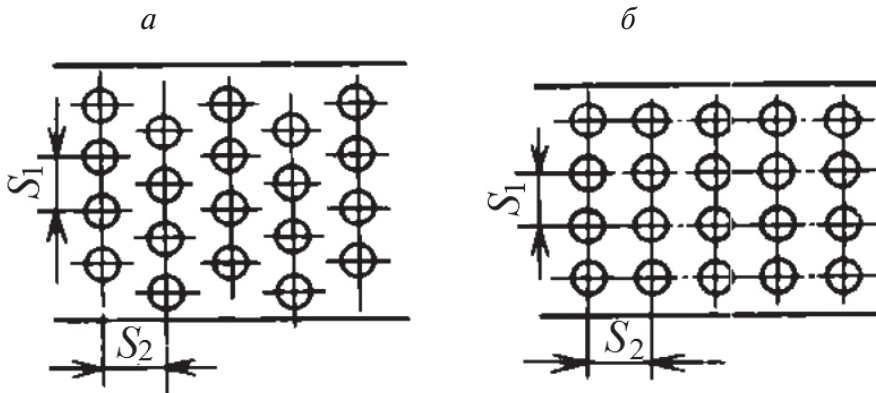


Рис. 7.3. Схема пучков труб:

$a$  — шахматный;  $b$  — коридорный

При  $\sigma_2 \geq 2$ , а также  $\sigma_1 \leq 1,5$ ,  $C_s = 1$ ;

при  $\sigma_2 < 2$  и  $\sigma_1 > 3$  в формуле принимается значение  $\sigma_1 = 3$ .

$C_z$  — поправка на число рядов труб по ходу газов, определяется в зависимости от среднего числа рядов в отдельных пакетах рассчитываемого пучка:

при  $z_2 < 10$   $C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2)$

при  $z_2 \geq 10$   $C_z = 1$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м<sup>2</sup> К),  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости среды, м<sup>2</sup>/с,  $\text{Pr}$  — критерий Прандтля.

Значение  $\lambda$ ,  $\nu$  и  $\text{Pr}$  находят при средней температуре потока.

Физические параметры воздуха и дымовых газов среднего состава ( $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$ ,  $r_{\text{CO}_2} = 0,13$ ) при давлении около 0,1 МПа приведены в нормативном методе. Отклонение состава продуктов сгорания от среднего значения учитывается введением поправки  $C_\phi$ .

При поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков дымовыми газами или воздухом коэффициент теплоотдачи конвекцией рассчитывается по формуле:

$$\alpha_k = 0,36 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \left( \frac{w \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}), \quad (7.55)$$

где  $C_s$  — коэффициент, определяемый в зависимости от относительного шага,  $C_z$  — поправка на число рядов труб по ходу газов:

при  $z_2 < 10$  и  $\sigma_1 \leq 3,0$   $C_z = 3,12 z_2^{0,05} - 2,5$ ;

при  $z_2 < 10$  и  $\sigma_1 > 3,0$   $C_z = 4,0 z_2^{0,07} - 3,2$ ;

при  $z_2 \geq 10$   $C_z = 1$ .

При продольном омывании поверхности нагрева однофазным потоком дымовых газов, воздуха, воды или пара докритических параметров коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_s} \cdot \left( \frac{w \cdot d_s}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}), \quad (7.56)$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности среды,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ , определяется при средней температуре потока для воздуха и дымовых газов по таблице, приведенной в нормативном методе;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости среды,  $\text{м}^2/\text{с}$ , определяется при средней температуре потока для воздуха и дымовых газов;  $\text{Pr}$  — критерий Прандтля, определяется при средней температуре потока для воздуха и дымовых;  $d_s$  — эквивалентный диаметр,  $\text{м}$ ; при течении внутри труб он равен внутреннему диаметру. При продольном омывании пучков труб эквивалентный диаметр определяется как:

$$d_s = \frac{4 \cdot F}{U}, \text{ м}, \quad (7.57)$$

где  $F$  — площадь живого сечения канала,  $\text{м}^2$ ;  $U$  — омываемый периметр,  $\text{м}$ .

Для газотока прямоугольного сечения, заполненного трубами, ориентированными вдоль потока:

$$d_s = \frac{4 \cdot \left( a \cdot b - z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)}{2 \cdot (a + b) + z \cdot \pi \cdot d}, \text{ м}, \quad (7.58)$$



где  $a$  и  $b$  — поперечные размеры газохода в свету, м;  $z$  — количество труб в газоходе;  $d$  — наружный диаметр труб, м;  $C_i$  — поправка, учитывает влияние температурного фактора и зависит от температуры потока ( $T$ , К) и стенки ( $T_{\text{ст}}$ , К). При охлаждении газов и воздуха, а также при охлаждении и нагревании воды и пара  $C_i$  принимается равной единице; при нагревании газов и воздуха  $C_i = (T/T_{\text{ст}})^{0,5}$ ;  $C_d$  — поправка на форму канала. Для часто используемых в котлах теплообменных поверхностей  $C_d = 1$ ;  $C_l$  — поправка на относительную длину, вводится при  $l/d < 50$  и определяется по формуле:

$$C_l = 1 + \left( \frac{d_z}{l} \right)^{\frac{2}{3}}.$$

*Коэффициент теплоотдачи излучением* учитывает излучение трехатомных газов, а при сжигании твердых топлив — и взвешенных в потоке частиц золы. Количество тепла, переданное 1 м<sup>2</sup> поверхности нагрева излучением  $q_{\text{л}}$ , кВт/м<sup>2</sup>, определяется с использованием коэффициента теплоотдачи излучением продуктов сгорания:

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л}}}{T - T_3} \cdot 10^3, \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}, \quad (7.59)$$

где  $T$  и  $T_3$  — температура газов и наружной поверхности стенки с учетом загрязнений, К.

Если записать удельный тепловой поток в соответствии с законом Стефана-Больцмана в виде  $q_{\text{л}} = \xi_m c_0 \psi_{\text{э}} (\bar{T}^4 - \bar{T}_{\text{ст}}^4)$ , то получим следующее выражение для коэффициента теплоотдачи излучением:

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{\xi_m c_0 \psi_{\text{э}} (\bar{T}^4 - \bar{T}_{\text{ст}}^4)}{T - T_{\text{ст}}} \cdot 10^3, \quad \text{Вт/(м}^2 \text{ К)},$$

т. е. коэффициент теплоотдачи излучением должен зависеть от температуры газов по крайней мере в третьей степени.

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания для запыленного потока с учетом излучения золы:

$$\alpha_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot \xi \cdot T^3 \frac{1 - \left( \frac{T_3}{T} \right)^4}{1 - \frac{T_3}{T}}, \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}; \quad (7.60)$$

для незапыленного потока (продукты сгорания газообразных и жидких топлив):

$$\alpha_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_3 + 1}{2} \cdot \xi \cdot T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}), \quad (7.61)$$

где  $a_3$  — степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей нагрева котлов  $a_3 = 0,8$ ;  $\xi$  — степень черноты потока газов при средней температуре  $T$ , рассчитываемая по закону Бугера по выражению (6.3). Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока определяется как

$$kps = (k_{\text{г}} \cdot r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}}) \cdot p \cdot s. \quad (7.62)$$

Для незапыленного потока второе слагаемое равно нулю. Его можно не вводить в расчет также при слоевом и факельно-слоевом сжигании твердых топлив. Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами определяется по формуле (7.5), коэффициент ослабления лучей золовыми частицами — по формуле (7.6), концентрация золовых частиц — по формуле (7.7).

Эффективная толщина излучающего слоя ограниченного со всех сторон газового объема на ограждающие поверхности определяется по формуле (7.1). Для гладкотрубных пучков, в том числе фестонов с числом рядов более трех эта величина определяется как:

$$S = 0,9 \cdot d \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1 \right), \text{ м}. \quad (7.63)$$

При расчете верхних ступеней воздухоподогревателя излучение газов также учитывается; для трубчатого воздухоподогревателя эффективная толщина излучающего слоя принимается равной  $0,9 \cdot d_{\text{вн}}$  ( $d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр трубы, м).

Температура загрязненной стенки может приниматься равной:

$$t_3 = t + \Delta t_3, \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (7.64)$$

Для фестонов, расположенных на выходе из топki,  $\Delta t_3 = 80 \text{ } ^\circ\text{С}$ .

Для одноступенчатых экономайзеров при  $\vartheta' > 400 \text{ } ^\circ\text{С}$ , вторых ступеней двухступенчатых экономайзеров и котельных пучков котлов малой мощности при сжигании твердых и жидких топлив, а также древесины  $\Delta t_3 = 60 \text{ } ^\circ\text{С}$ .

Для одноступенчатых экономайзеров при  $\vartheta' \leq 400 \text{ } ^\circ\text{С}$  и первых ступеней двухступенчатых экономайзеров при сжигании твердых и жидких топлив  $\Delta t_3 = 25 \text{ } ^\circ\text{С}$ .

При сжигании газа для всех поверхностей  $\Delta t_3 = 25^\circ\text{C}$ .

Для вторых по воздуху ступеней воздухоподогревателей температура стенки принимается равной полусумме температур газов и воздуха.

*Коэффициент тепловой эффективности поверхностей нагрева*  $\psi$  определяется в соответствии с нормативным методом в зависимости от вида топлива, поверхности и средней температуры газов.

*Температурный напор* для прямоточной и противоточной схем включения поверхностей нагрева, а также при постоянной температуре одной из сред определяется как среднелогарифмическая разность температур:

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, ^\circ\text{C}, \quad (7.65)$$

где  $\Delta t_6$  — разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше,  $^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_m$  — разность температур на другом конце поверхности,  $^\circ\text{C}$ .

В тех случаях, когда  $\Delta t_6 / \Delta t_m \leq 1,7$ , температурный напор можно с достаточной точностью определять для любой схемы включения, как среднеарифметическую разность температур:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \vartheta - t, ^\circ\text{C}, \quad (7.66)$$

где  $\vartheta$  и  $t$  — средние температуры обеих сред,  $^\circ\text{C}$ .

Наибольший возможный температурный напор достигается при противотоке, наименьший — при прямотоке, при прочих схемах включения получаются промежуточные значения. Если выполняется условие  $\Delta t_{\text{прм}} \geq 0,92 \cdot \Delta t_{\text{прт}}$  ( $\Delta t_{\text{прм}}$  и  $\Delta t_{\text{прт}}$  — температурные напоры, рассчитанные по конечным температурам сред для всей поверхности при выполнении ее по прямотоку и противотоку), то температурный напор для любой сложной схемы включения может быть приближенно оценен по зависимости:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}}}{2}, ^\circ\text{C}. \quad (7.67)$$

### 7.3.3. Тепловой расчет чугунного экономайзера

Для котлов ДКВР, КЕ, ДЕ и других с давлением в барабане до 2,4 МПа используется экономайзер некипящего типа, собираемый из ребри-

стых чугуновых труб ВТИ, соединяемых между собой чугуновыми калачами. Промышленность выпускает элементы длиной 1,5; 2; 2,5 и 3 м.

Для котлов производительностью до 10 т/ч обычно используются ребристые чугуновые трубы длиной 2 м. Для более мощных котлов — 3 м. Трубы-элементы укладываются в коридорном порядке, причем фланцы элементов образуют боковые стороны ВЭК.

Расчет водяного экономайзера является конструкторским расчетом, то есть при известных температурах газов на выходе и входе поверхность  $F$ , м<sup>2</sup>, определяется из уравнения тепловосприимчивости. По рассчитанной поверхности конструируют ВЭК.

Записывается температура газов на выходе из ВЭК.  $\vartheta'$  и  $H'$  — известны из расчета конвективного пучка, температура питательной воды задана на входе в ВЭК  $t_{пв}$ , а по ней уже определена энтальпия воды  $h'_{пв} = c \cdot t_{пв} = 4,19t_{пв}$ , кДж/кг. Затем записываются температура и энтальпия уходящих газов  $\vartheta''_{yx}$  и  $H''$ , которые использовались в расчете теплового баланса котла при определении потерь теплоты с уходящими газами.

Расчет уравнения баланса тепла ВЭК  $Q_6$ :

$$Q_6 = \varphi \cdot (H' - H''), \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7.68)$$

где  $H'$  — энтальпия газов, покидающих конвективный пучок при  $\vartheta''_{кп}$  (для топки);  $H''$  — энтальпия газов за ВЭК при  $\vartheta_{yx}$ ;  $\varphi$  — коэффициент сохранения тепла.

Теплосодержание питательной воды на выходе из ВЭК определяется по формуле:

$$h''_{пв} = h_{пв} + \frac{Q_6 \cdot B_p}{D}, \text{ кДж/кг}, \quad (7.69)$$

где  $h''_{пв}$  — теплосодержание воды на выходе из ВЭК, кДж/кг;  $Q_6$  — количество тепла, передаваемое газами ВЭК, кДж/кг;  $B_p$  — расход топлива, кг/с (м<sup>3</sup>/с).

Уравнение теплопередачи  $Q_t$ :

$$Q_t = \frac{k \cdot \overline{\Delta t} \cdot F}{(B_p \cdot 10^3)}, \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7.70)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи (для чугунового ВЭК типа ВТИ принимается в зависимости от скорости газов по рис. 7.4;  $F$  — поверхность нагрева водяного экономайзера, подлежащая определению;  $\overline{\Delta t}$  — среднелогарифмический температурный напор.

Общее количество труб в ВЭК определяется по формуле  $n_{\text{общ}} = H/H_0$ .

Количество рядов труб по высоте экономайзера рассчитывается по соотношению  $n_{\text{в}} = n_{\text{общ}} / n_{\text{г*}}$ , округляется до целого числа и делится на несколько пакетов.

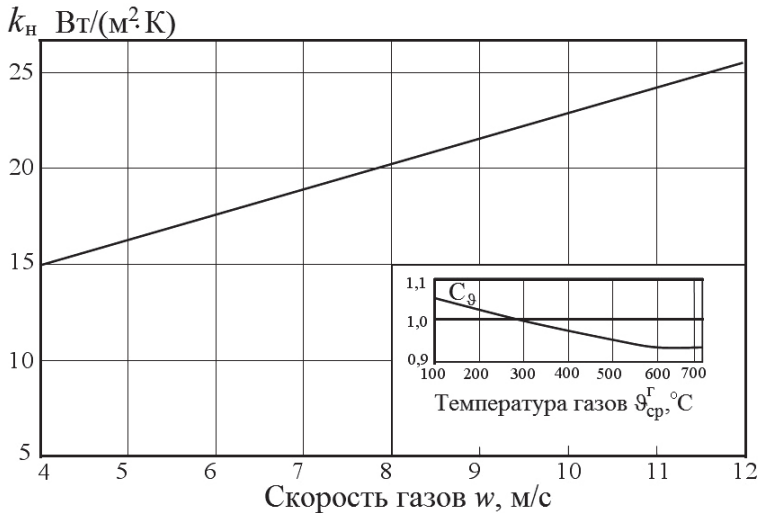


Рис. 7.4. Коэффициент теплопередачи ребристых чугунных водяных экономайзеров ВТИ [1]

В каждом пакете по высоте должно быть не более 8 труб (или 4) исходя из условия установки обдувочного аппарата, который может обдуть от золы и сажистых частиц одновременно пакет из 4 труб по высоте сверху и пакет из 4 труб снизу от него. Расстояние между пакетами принять равным 0,6 м, а размер трубы ВТИ считать по размеру квадратных фланцев элемента со стороной 0,15 м.

Коэффициент теплопередачи для чугунного выносного экономайзера можно определить по формуле:

$$K = K_n \cdot C_g (1 - a), \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}, \quad (7.71)$$

где коэффициент  $a$  учитывается при использовании паровых обдувочных аппаратов:

- при сжигании мазута  $a = 0,25$ ;
- при сжигании твердого топлива в слое  $a = 0,1$ .

Температура питательной воды на выходе из ВЭК определяется по формуле:

$$t''_{\text{пв}} = \frac{h''_{\text{пв}}}{c}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (7.72)$$

где  $c$  — теплоемкость воды, 4,19 кДж/(кг·К).

Для чугунных ВЭК  $t''_{\text{пв}}$  должна быть меньше или равна температуре кипения минус 20 °С ( $t''_{\text{пв}} \leq t_s - 20$ ). Если это условие не соблюдается, то ставят стальной экономайзер.

## Вопросы к главе 7

---

1. В чем разница между прямым и обратным балансом котла?
2. Как определить КПД котла и расход топлива на котел?
3. От какого режимного параметра зависят потери теплоты с уходящими газами?
4. Как зависят потери теплоты с химическим недожогом от коэффициента избытка воздуха?
5. В каких случаях потерями теплоты с механическим недожогом можно пренебречь?
6. Какие конструктивные характеристики влияют на потери теплоты в окружающую среду?
7. Проведите технико-экономический анализ по оптимизации тепловых потерь котла.
9. Что такое тепловое напряжение зеркала горения и тепловое напряжение топочного объема?

---

# Глава 8. Топки и горелочные устройства

---

## 8.1. Виды топочных устройств

---

Горение газообразного и жидкого топлива реализуют обычно в факеле. Твердое топливо сжигают в слоевых (с плотным или кипящим слоем), в камерных либо циклонных топках (рис. 8.1).

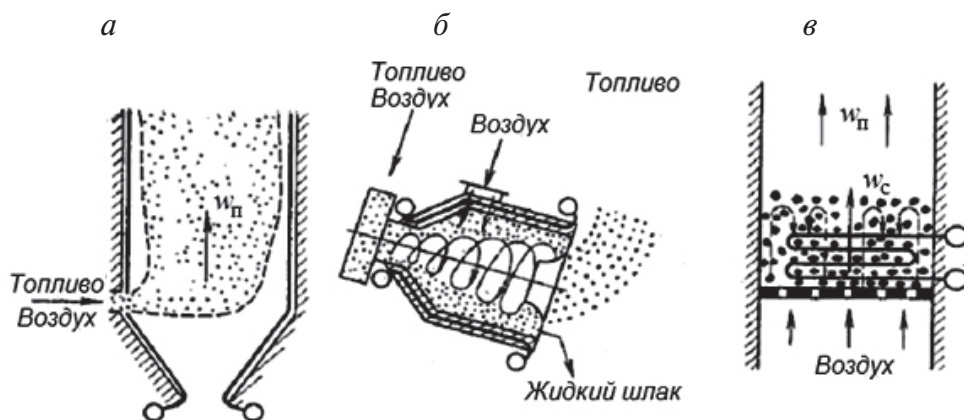


Рис. 8.1. Схемы сжигания твердых топлив:

*а* — факельный (камерный) способ сжигания; *б* — циклонный способ сжигания;  
*в* — сжигание топлива в кипящем слое

При сжигании в плотном фильтрующем слое топливо, свободно лежащее на решетке, снизу продувают воздухом. Скорость газового потока при этом такова, что устойчивость слоя не нарушается.

На практике в слоевых топках сжигают твердое топливо с частицами 20–30 мм и более. Выбор диаметра частиц обусловлен двумя факторами: с увеличением диаметра частиц возрастает устойчивость слоя, с уменьшением их диаметра возрастает реакционная поверхность. Значительный запас топлива на решетке, часто соизмеримый с его часовым расходом, определяет большую тепловую инерцию и устойчивость слоевого процесса. Скорость выгорания топлива определяется скоростью подвода окислителя, поэтому, несмотря на большую тепловую инерцию, удастся регулировать нагрузку слоевых топок изменением количества подаваемого воздуха.

При сжигании твердого топлива в кипящем слое (см. рис. 8.1, *в*) увеличение скорости дутья приводит к нарушению устойчивости слоя, начинается «кипение» слоя, т. е. основная масса частиц переходит в подвижное состояние. В кипящем слое величина скорости дутья превышает предел устойчивости, но остается ниже скорости витания частиц, составляющих основную массу слоя. Сжигание топлива в кипящем слое позволяет решить ряд проблем: снижение выбросов оксидов азота и серы, обеспечение устойчивого зажигания, возможность утилизации низкосортных топлив и отходов производства.

При скорости газового потока в топочной камере, превышающей скорость витания частиц, последние оказываются взвешенными в потоке и вместе с ним перемещаются, сгорая в полете в пределах топочной камеры. Такой топочный процесс называется факельным (см. рис. 8.1, *а*). Поскольку время пребывания газа в топочной камере ограничено, для обеспечения выгорания за короткое время используют топливо, измельченное до пылевидного состояния (диаметр частиц 100–200 мкм). Измельчение топлива при факельном процессе горения увеличивает поверхность реагирования и облегчает транспорт частиц по топочному объему. Сжигание газового и жидкого топлива также осуществляется в факельном процессе. Газовое топливо поступает в камеру вместе с воздухом через специальное устройство — горелку. Жидкое топливо поступает в топку через форсунки в распыленном виде. Мельчайшие его капли испаряются, продукты испарения смешиваются в топке с воздухом и сгорают.

При циклонном топочном процессе (см. рис. 8.1, *б*) транспорт частиц твердого топлива, как и при факельном процессе, осуществляется газозвдушным потоком, но в отличие от факельного процесса



частицы циркулируют по организованному контуру столько, сколько это необходимо для их сгорания. Циркуляция осуществляется за счет центробежных сил, прижимающих частицы к стенкам циклонной камеры. При циклонном процессе время пребывания частиц и интенсивность их обдувания существенно увеличены, поэтому здесь могут использоваться более крупные частицы, чем при факельном процессе, (2–5 мм). Использование для горения более крупных частиц топлива приводит к снижению расхода энергии на его размол. Тепловое напряжение зеркала горения  $q_f$ , МВт/м<sup>2</sup>, и удельное тепловое напряжение объема топки  $q_v$ , МВт/м<sup>3</sup>, определяются как:

$$q_f = \frac{N}{F} = \frac{BQ_H^p}{F}; \quad q_v = \frac{N}{V} = \frac{BQ_H^p}{V}. \quad (8.1)$$

Расход воздуха, подаваемый на сжигание, может быть рассчитан как:

$$G_g = B\alpha V^0 = Fw_{\text{гн}}, \quad (8.2)$$

где  $w_{\text{гн}}$  — скорость дутья, приведенная к нормальным условиям.

Выражая из соотношения

$$B/F = w_{\text{гн}}/(\alpha \cdot V^0) \quad (8.3)$$

и подставляя в выражение для тепловых напряжений зеркала горения, получим:

$$q_f = \frac{Q_H^p w_{\text{гн}}}{\alpha V^0}. \quad (8.4)$$

Отношение теплоты сгорания органического топлива к теоретически необходимому количеству воздуха для большинства топлив является величиной постоянной и равной примерно 3,8 МДж/м<sup>3</sup>. Тогда в окончательном виде тепловые напряжения зеркала горения можно представить в виде:

$$q_f = 3,8 \frac{w_{\text{гн}}}{\alpha}, \text{ МВт/м}^2. \quad (8.5)$$

Для увеличения теплового напряжения зеркала горения необходимо осуществлять сжигание топлива при минимальных избытках воздуха с максимально возможной для данной технологии скоростью дутья. Рекомендуются значения тепловых напряжений зеркала горения и объема топки приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

**Рекомендуемые значения тепловых напряжений**

Топки	$q_F$ , МВт/м <sup>2</sup>	$q_V$ , МВт/м <sup>3</sup>	$W_{HV}$ , м/с
Слоевые	2	0,2–0,4	~0,5
Камерные	3,5–5	0,1–0,2	~1
Циклонные	12–14	0,6–1,1	~3,5

## 8.2. Горелочные устройства промышленных и энергетических котлов

Перечислим основные характеристики горелок.

- По давлению газа горелки делятся на:
  - низкого давления — до 5 кПа (500 мм вод. ст.);
  - среднего давления — 5 кПа–0,3 МПа (500 мм вод. ст. — 30 м вод. ст.);
  - высокого давления — более 0,30 МПа (> 3 атм).
- Тепловая мощность горелки рассчитывается как  $N = B \cdot Q_H^p$ .
- Коэффициент предельного регулирования горелки по мощности  $n = N_{\max}/N_{\min}$ , который должен быть не менее 3. Коэффициент регулирования мощности пропорционален квадратному корню из отношения максимального и минимального давления перед горелкой:  $n \sim B_{\max}/B_{\min} \sim W_{\max}/W_{\min}; \sim \sqrt{\frac{\Delta P_{\max}}{\Delta P_{\min}}}$ . Для того чтобы коэффициент регулирования  $n$  был равен 3, должна быть возможность изменения давления в 10 раз.
- Коэффициент избытка воздуха —  $\alpha$  (в том числе первичного и вторичного).
- Номинальная относительная длина факела  $L = l/d$ , которая представляет собой расстояние от выходного сечения, выраженное в калибрах горелки до точки, где концентрация  $\text{CO}_2$  составляет 95 % от максимального значения.
- Уровень шума допускается до 85 дБ.

Различают два основных типа горелок: кинетические и диффузионные. В зависимости от способа подвода воздуха дутьевые горелки

делятся на прямоточные и вихревые. Обычно горелочные устройства котлов — комбинированные и рассчитаны на сжигание различных видов топлива.

Вертикально-щелевая горелка (рис. 8.2) широко использовалась при переводе котлов ДКВР на сжигание газа.

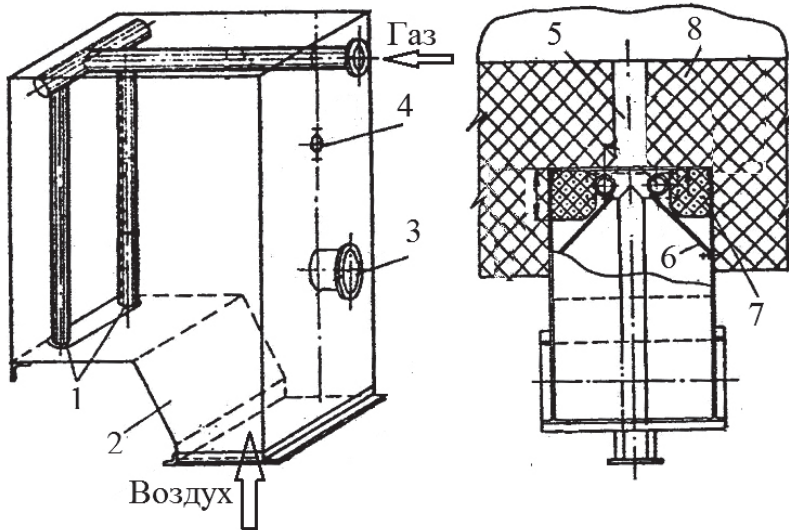


Рис. 8.2. Вертикально-щелевая горелка [8]:

- 1 — коллекторы подачи газа; 2 — воздушный короб; 3 — отверстие для запальника;  
4 — гляделка; 5 — амбразура; 6 — профилирующие листы;  
7 — теплоизоляционный слой; 8 — кладка

Газораспределительная часть включает в себя две трубы  $\varnothing 40\text{--}60$  мм. В каждой трубе просверлен ряд отверстий под углом  $45^\circ$  к оси горелки. Газовоздушная смесь подается в щель, имеющую сечение шириной 80 мм. Высота щели определяется тепловой мощностью горелки. Параметры горелок:  $\alpha = 1,05\text{--}1,1$ ; тепловая мощность  $N = 0,89\text{--}2,22$  МВт. Горелка предназначена для котлов паропроизводительностью от 2,5 до 10 т/ч. На котле устанавливают 4 горелки: по 2 на каждой боковой стороне топки.

В газомазутных горелках ГМГ (рис. 8.3) воздух первичный и вторичный закручивается лопаточными аппаратами в одну сторону. Газ подается из кольцевого коллектора через отверстия малого диаметра,

зависящие от теплоты сгорания газа. Горелки ГМГ выпускают тепловой мощностью 1,5; 2; 4; 7 Гкал/ч. Для распыливания мазута используют паромеханические форсунки с давлением мазута 2–5 атм, давление пара составляет 0,6–2 атм.

Для больших мощностей (от 4 до 30 Гкал/ч) выпускают горелки РГМГ (рис. 8.4), отличающиеся тем, что вместо паромеханической устанавливается ротационная форсунка. Ротационные форсунки устанавливают на водогрейных котлах в котельных, не имеющих пара.

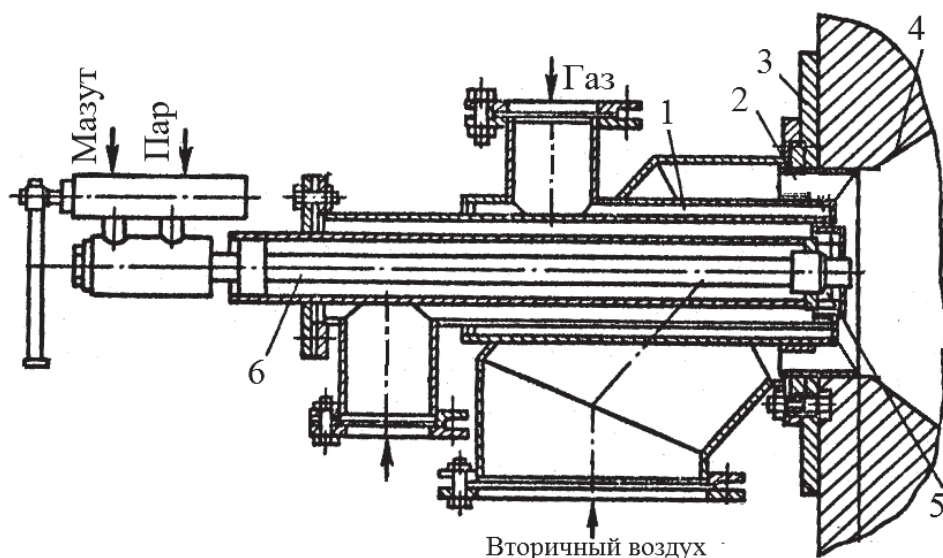


Рис. 8.3. Горелка ГМГ [8]:

1 — газовоздушная часть; 2, 5 — лопаточные завихрители вторичного и первичного воздуха; 3 — монтажная плита; 4 — керамический туннель; 6 — паромеханическая форсунка

Для котлов большой и средней мощности используются комбинированные пылегазовые горелки ОРГРЭС (рис. 8.5). Они предназначены для сжигания тощих углей и природного газа. При сжигании газа подача воздуха осуществляется через канал вторичного воздуха. Скорость истечения газа из отверстий — 60–150 м/с. Скорость истечения воздуха — 35 м/с. Длина факела при работе на газе — 3 м.

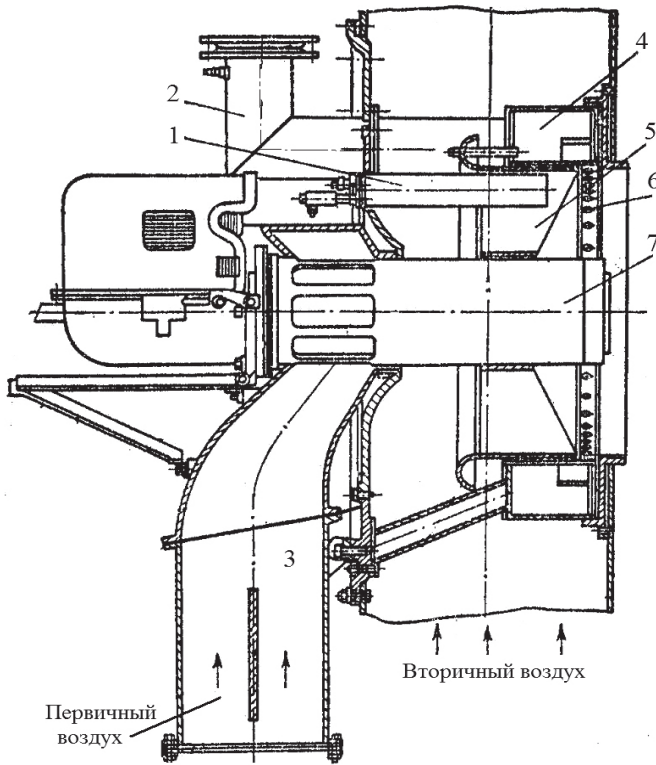


Рис. 8.4. Горелка РГМГ:

- 1 — ЗЗУ; 2 — газоподводящий патрубок;
- 3 — патрубок первичного воздуха;
- 4 — газовый коллектор;
- 5 — лопаточный аппарат;
- 6 — газопускные отверстия;
- 7 — ротационная форсунка

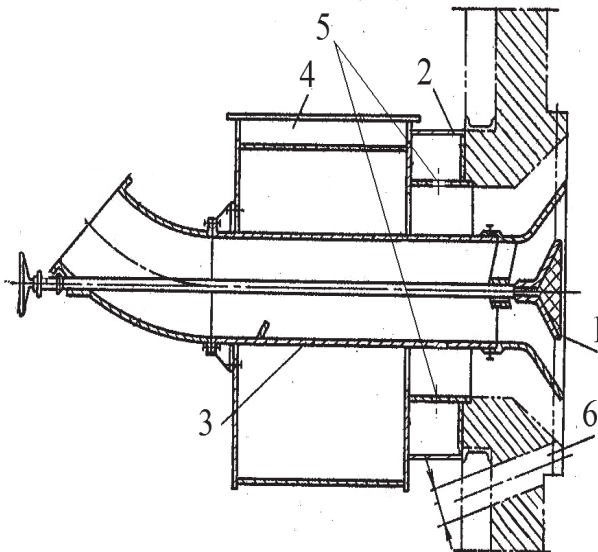


Рис. 8.5 Комбинированная горелка ОРГРЭС [8]:

- 1 — рассекатель (тело плохообтекаемой формы);
- 2 — кольцевой газовый коллектор; 3 — канал подачи первичного воздуха и угольной пыли; 4 — улитка для подачи вторичного воздуха;
- 5 — газопускные отверстия;
- 6 — отверстие для запальника

К диффузионным горелкам относится горелка ТКЗ для сжигания доменного газа (рис. 8.6). Газ и воздух в соизмеримых количествах поступают с противоположных сторон приемного двустороннего коллектора, далее они проходят через слоистый распределитель параллельными перемежающимися плоскими потоками. Из горелок воздух выходит через щели плоскими потоками с обеих сторон газового сопла, что создает благоприятные условия для смешения потоков. Скорость газа и воздуха на выходе из сопел составляет  $\sim 20\text{--}30$  м/с. Производительность горелки по доменному газу составляет  $3,35\text{--}4,2$  м<sup>3</sup>/с ( $12\,000\text{--}15\,000$  м<sup>3</sup>/ч).

Диффузионные горелки применяют чаще всего на установках с большим объемом камеры сгорания, когда за счет растянутого горения требуется обеспечить равномерную теплоотдачу по всей теплопринимающей поверхности.

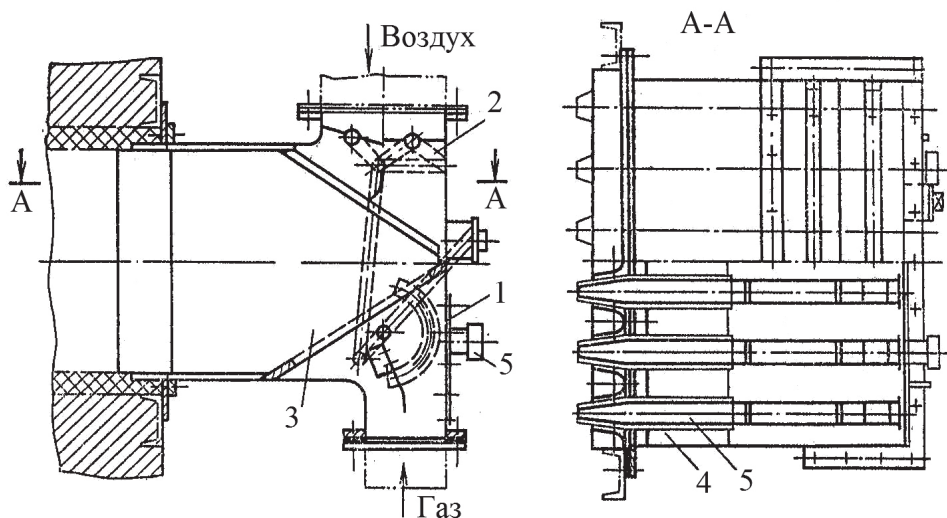


Рис. 8.6. Горелка ТКЗ для доменного газа [7]:

- 1 — приемный двусторонний коллектор для газа и воздуха; 2 — шиберы для регулировки подачи воздуха; 3 — слоистый распределитель; 4 — щели для воздуха; 5 — сопла для газа

Достоинством диффузионных горелок являются большие пределы регулирования (отсутствует опасность проскока пламени), безопасная работа при практически неограниченной температуре подо-

грева воздуха, высокая степень черноты факела, возможность работы без дутья и при низком давлении газа. К недостаткам относятся необходимость некоторого повышения коэффициента избытка воздуха ( $\alpha = 1,1-1,15$ ) по сравнению с кинетическими горелками, более низкие тепловые напряжения топочного объема и ухудшение условия догорания в хвостовой части факела.

## 8.3. Конструкции мазутных форсунок

### 8.3.1. Механические форсунки

Распылительная часть форсунки имеет закручивающую камеру с несколькими каналами. Производительность механической форсунки зависит от размера сопла, давления и вязкости, рис. 8.7.

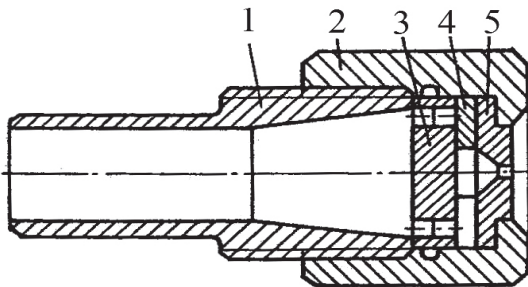


Рис. 8.7. Головка механической форсунки [8]:

- 1 — ствол; 2 — накидная гайка;
- 3 — распределительная шайба;
- 4 — диск камеры завихривания;
- 5 — сопловой диск

При механическом распыливании качество последнего зависит от давления мазута, создаваемого насосом. Обычно мазут поступает к форсункам под давлением 2,5–3,5 МПа. Вязкость мазута перед механическими форсунками должна быть не менее 3,5 °ВУ. Форсунки нормализуют по конструкциям и типоразмерам. Детали форсунки выполняют в основном одинаковые, кроме распыливающих элементов. На парогенераторах малой и средней мощности используют форсунки ОН-547-01, имеющие производительность 0,122–0,514 кг/с (0,4–2 т/ч), при давлении 1,96 МПа и диаметрах отверстия сопла 2,5–7 мм.

К достоинствам механических форсунок относится высокая экономичность сжигания, достигаемая хорошим распылением и низким рас-



ходом энергии на создание давления мазута перед форсунками. При давлении мазута 3,5–4 МПа расход энергии не превышает 0,1 % мощности парогенератора. Бесшумность механических форсунок создает благоприятные условия для работы персонала.

Недостатки механических форсунок: необходимость повышенной плотности мазутопроводов; возможность засорения распылителей; условия нормальной работы в небольших пределах регулирования нагрузки.

Производительность механической форсунки можно регулировать, изменяя начальное давление мазута или проходное сечение распылителя.

Первый способ неэффективен, т. к. снижение давления приводит к ухудшению распыла. Рекомендуемое минимальное давление мазута перед форсунками должно быть не менее 1 МПа. Диапазон регулирования изменением давления обычно не превышает 30 %.

Второй способ — изменение проходного сечения — усложняет конструкцию форсунки при относительно небольшом изменении выходного сечения распылителя. Иногда регулирование производительности осуществляется путем отключения части форсунок без изменения давления перед форсунками. На парогенераторах большой мощности такое регулирование может привести к существенным температурным перекосам в топке.

### 8.3.2. Ротационная форсунка

---

Мазут под давлением 0,12–0,13 МПа через полый вал и распределитель поступает в полую чашу (рис. 8.8), которая соединена с валом. При вращении вала со скоростью ~750 об/мин с края чаши стекает тонкая непрерывная пленка. Воздух, нагнетаемый вентилятором, который расположен на том же валу (у форсунок небольшой мощности), с большой скоростью проходит через кольцевой зазор между вращающейся чашей и неподвижным корпусом и обеспечивает распыливание топлива.

Эти форсунки не требуют высокой степени очистки мазута. Качество распыла сохраняется в диапазоне 20–100 % от номинальной производительности.



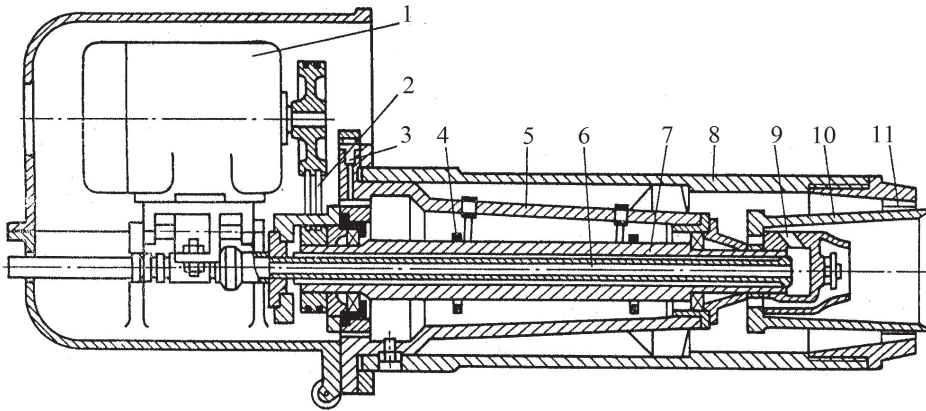


Рис. 8.8. Ротационная форсунка газомазутной горелки РГМГ:

- 1 — электродвигатель; 2 — клиноременная передача; 3 — воздушник;  
 4 — маслоразбрызгивающее кольцо; 5 — корпус масляной ванны;  
 6 — топливоподающая труба; 7 — полый вал; 8 — корпус; 9 — гайка-питатель;  
 10 — распыливающий стакан; 11 — завихритель первичного воздуха

### 8.3.3. Пневматические форсунки

В форсунках с распыливающей средой формирование капельного потока топлива осуществляется главным образом за счет энергии движущегося с большой скоростью распылителя — пара или воздуха.

При использовании паровых форсунок (рис. 8.9) пар под давлением 0,5–2,5 МПа проходит по внутренней трубе, заканчивающейся расширяющимся соплом, мазут поступает по кольцевому каналу, струя пара, вытекающая со скоростью ~1000 м/с, захватывает мазут и через диффузор смесь пара и мазута поступает в топку. Насадок увеличивает угол раскрытия распыливаемого конуса мазута.

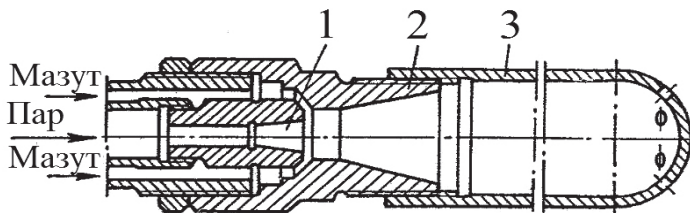


Рис. 8.9. Головка паровой форсунки:

- 1 — сопло для подачи пара; 2 — диффузор; 3 — насадок

Паровые форсунки характеризуются высоким качеством распыла, канал таких форсунок продувается паром и не подвергается засорению; пределы регулирования паровых форсунок составляют 20–200 % (табл. 8.2).

Паровое распыливание приводит к потере конденсата; увеличению содержания водяного пара в продуктах сгорания, повышению потерь с уходящими газами. Расход пара на распыл является большой величиной и достигает до 2 % пара, вырабатываемого парогенератором. Кроме того, работа паровых форсунок сопровождается повышенным шумом.

Паровые форсунки применяют преимущественно на промышленных парогенераторах, работающих на мазуте. На электростанциях паровые форсунки применяют как растопочные.

Таблица 8.2

**Сравнительные характеристики мазутных форсунок**

Тип форсунки	Средний диаметр капель, мкм	Затраты энергии на распыл, %	Диапазон регулирования, %
Механические	2	менее 1	70–100
Пневматические высокого давления	40	2	20–100
Пневматические низкого давления	100	5	20–100

При включении паровой форсунки сначала подают пар, затем мазут. При отключении прекращают сначала подачу мазута, затем пара. Вязкость мазута при паровом распыливании должна составлять 6–7 °ВУ.

В промышленных печах находят применение воздушные форсунки низкого давления. В них применяют воздух под напором 2–7 кПа, через форсунки подают 50–100 % воздуха, необходимого для горения. Поэтому такие форсунки имеют относительно большие размеры. Мазут к форсункам поступает под давлением 0,03–0,214 МПа.

## 8.4. Слоевые топки

Для парогенераторов малой и средней мощности слоевые топки получили достаточно широкое применение благодаря следующим преимуществам: простота эксплуатации, возможность сжигания различных топлив, небольшие объемы топок, возможность работы со зна-

чительными колебаниями нагрузки, недорогие пылеприготавливающие устройства.

Топки с неподвижным слоем применяются в котлах малой производительности, до 0,3 кг/с (1 т/ч). Колосниковая решетка поддерживает сжигаемое топливо и одновременно служит для распределения воздуха, подаваемого через слой топлива. Загрузка топлива осуществляется либо вручную, либо с использованием забрасывателей.

Предел форсировки слоя определяется его гидродинамической устойчивостью. При повышенной скорости дутья мелкие частицы начинают выноситься из слоя. В местах выноса сопротивление слоя падает и в образовавшиеся кратеры устремляется большая часть воздуха, что приводит к неустойчивому горению.

#### *Топки с цепной решеткой*

Полотно решетки состоит из отдельных колосников, укрепленных на шарнирных цепях, надетых на две пары звездочек. Скорость движения решетки — 2–16 м/ч. У котлов с решеткой прямого хода топливо на решетку поступает из бункера. Высота требуемого слоя устанавливается шибером. У котлов с решеткой обратного хода топливо подается пневмомеханическим забрасывателем (рис. 8.10). Необходимый для горения воздух подводится под решетку и поступает в слой через зазоры между колосниками. По мере продвижения решетки топливо выгорает. Образующийся шлак сбрасывается с решетки шлакоснимателем в шлаковый бункер.

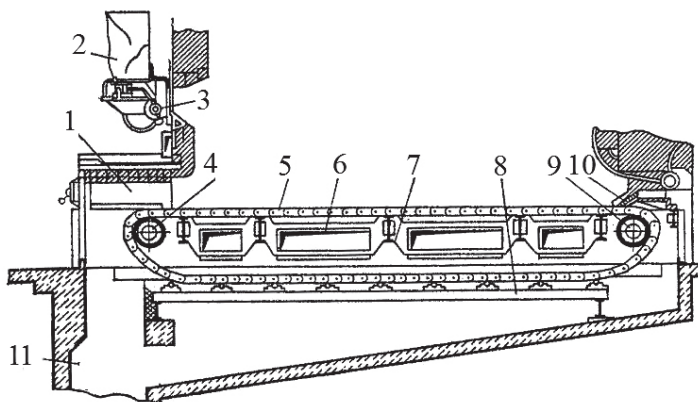


Рис. 8.10. Топка с цепной решеткой обратного хода ПМЗ-ЛЦР:

- 1 — предтопок; 2 — угольный ящик; 3 — забрасыватель топлива; 4 — передний ведущий вал; 5 — колосниковое полотно; 6 — зонное дутье; 7 — рама решетки; 8 — опорный ролик; 9, 10 — задний вал и уплотнение; 11 — шлаковый бункер

По длине решетки процесс горения достаточно четко разделяется на следующие этапы: подготовка топлива, горение кокса и восстановительная зона, выжиг и удаление шлаков. Поскольку для различных этапов горения требуется разное количество воздуха, применяют позонное дутье. Его применение улучшает горение топлива и снижает потери тепла с уходящими газами. Газы, выходящие из горящего на цепной решетке слоя топлива, наряду с инертными содержат горючие составляющие, а также кислород. Для снижения потерь с химической неполнотой сгорания применяют острое дутье. Расход воздуха на острое дутье составляет 10–15 % от общего количества.

## 8.5. Подготовка твердого топлива к сжиганию

### 8.5.1. Свойства угольной пыли

Качество пыли характеризуется тонкостью размолла и соотношением фракций. Гранулометрический состав топлива определяют методом ситового анализа. Для этого навеску топлива массой 50–100 г рассеивают на стандартном наборе сит и определяют массу топлива, оставшегося на каждом сите,  $g_i$  — остаток топлива в диапазоне размеров от  $\delta_i$  до  $\delta_{i+1}$ . Полный остаток  $R_i$  на сите (масса, выраженная в процентах) является суммой остатка на данном сите и остатков на выше лежащих ситах.

С помощью сит возможно рассеивать только пыль с размером зерен более 40 мкм. Анализ фракционного состава более мелкой пыли проводят методом воздушной классификации.

Для наглядности и удобства использования результаты отсева изображают графически в виде зерновой характеристики, где по оси абсцисс отложен размер сита, а по оси ординат — полный остаток на сите данного размера. Анализ многочисленных зерновых характеристик размолла различных видов топлив показал, что все кривые описываются уравнением Розина-Раммлера (рис. 8.11):

$$R_x = 1 - \exp(-b\delta^n), \quad (8.6)$$

где  $\delta$  — текущий размер угольной пыли;  $b$  и  $n$  — постоянные для данного топлива и метода размолла величины,  $b$  характеризует тонкость

измельчения: чем больше  $b$ , тем тоньше пыль. Числовые значения для  $b = 4 \cdot 10^{-3}$  — для грубой пыли,  $b = 40 \cdot 10^{-3}$  — для тонкой;  $n$  — коэффициент полидисперсности пыли — характеризует структуру пыли с точки зрения равномерности помола. Чем выше  $n$ , тем меньше отличаются своими размерами частицы. Для промышленных условий коэффициент  $n$  имеет значение 0,75–1,5.

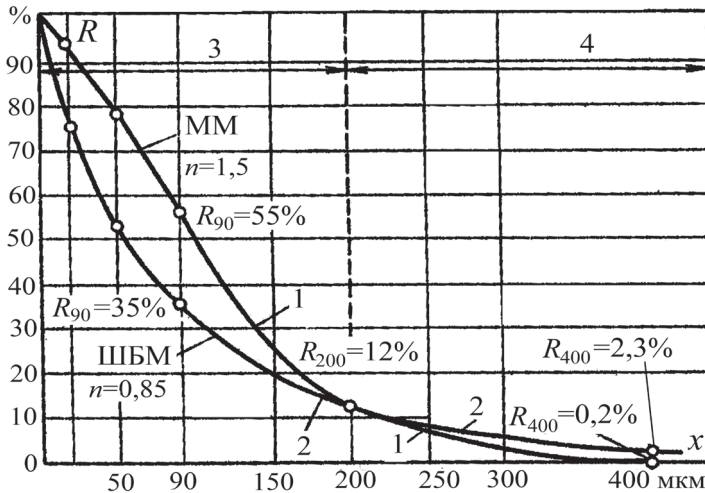


Рис. 8.11. Полные зерновые характеристики пыли бурого угля, полученной на двух типах мельниц:

1 — размол в молотковой мельнице; 2 — размол в шаровой барабанной мельнице;  
3 — область тонких фракций пыли; 4 — область грубых фракций пыли

Уравнение Розина-Раммлера может быть представлено в следующем виде:

$$R_{\delta} = 100 \cdot \exp \left( - \left( \frac{\delta}{\delta_0} \right)^n \right), \quad (8.7)$$

где  $\delta_0$  — характерный размер частиц в навеске, равный  $\delta_0 = 1 / \sqrt[n]{\delta}$ .

При  $\delta = 0$  остаток на сите  $R_{\delta} = 100\%$ , при  $\delta \rightarrow \infty$   $R_{\delta} = 0$ , т.е. больших частиц мало. По физическому смыслу  $\delta_0$  — это размер, при котором средняя удельная поверхность частиц размером  $\delta_0$  равна средней удельной поверхности рассматриваемых полидисперсных частиц.

При наличии экспериментальных данных по остаткам на сите коэффициенты в уравнении Розина-Раммлера находят, дважды логарифмируя выражение (8.8):

$$\ln[-\ln(R_{\delta}/100)] = \ln(\delta/\delta_0)^n = n \ln \delta - n \ln \delta_0 \quad (8.8)$$

и обрабатывая данные в координатах  $\ln \delta = \ln(-\ln R_{\delta})$ , в которых уравнение (8.8) представляет собой уравнение прямой с искомыми величинами  $n$  и  $\delta_0$ .

#### *Затраты энергии на размол топлива*

При измельчении того или иного материала можно установить определяющие величины, которые достаточно точно характеризуют затраты энергии на размол. Применительно к размолу топлива в мельницах используют закон Реттингера: *работа, затраченная на измельчение материала, пропорциональна вновь полученной поверхности*:

$$\mathcal{E} = \frac{N}{B} = A(f_{\text{пл}} - f_{\text{др}}), \quad (8.9)$$

где  $\mathcal{E}$  — энергия, затраченная на размол топлива, кВт · ч/кг;  $N$  — расходуемая мощность, кВт;  $B$  — расход топлива, кг/ч;  $A$  — удельный расход электроэнергии на измельчение материала, отнесенный к 1 м<sup>2</sup> поверхности, кВт · ч/м<sup>2</sup>;  $f_{\text{пл}}$  — конечная поверхность 1 кг/пыли, м<sup>2</sup>/кг;  $f_{\text{др}}$  — первоначальная поверхность дробленки в м<sup>2</sup>/кг.

Поскольку  $f_{\text{пл}} \gg f_{\text{др}}$ , энергия  $\mathcal{E} \approx Af_{\text{пл}}$ . Удельный расход энергии определен для большинства видов топлив, поэтому можно рассчитать затраты, если известна поверхность пыли. Поверхность пыли можно определить по следующей формуле, м<sup>2</sup>/кг:

$$f_{\text{пл}} = \frac{450 \cdot 10^3}{\rho} \frac{1}{n} \left( \ln \frac{100}{R_{90}} \right)^{1/n} \cdot \kappa_{\phi}, \quad (8.10)$$

где  $\rho_{\text{пл}} \approx 1700\text{--}1840$  кг/м<sup>3</sup>.

Среднее значение фактора формы  $\kappa_{\phi} \approx 1,75$ . В основном поверхность пыли определяется ее мелкими фракциями. Возникновение механического недожога антрацитов и каменных углей в камерной топке связано с содержанием грубых фракций размером более 250–300 мкм с  $V^r < 25\%$  и более 500–600 мкм  $V^r < 30\%$ .

*Размолоспособность топлива.* Механические (прочностные) свойства различных твердых топлив не одинаковы. Одна и та же мельница при их размоле будет иметь разную производительность по готовой пыли. Для характеристики топлив по их способности к размолу введено понятие о лабораторном относительном коэффициенте размолоспособности  $K_{\text{л.о}}$ . Значение  $K_{\text{л.о}}$  определяется по результатам раз-

мола одинаковой начальной порции дробленого топлива в лабораторной мельнице строго определенное время путем сравнения тонкости полученной пыли с тонкостью аналогичной пыли эталонного очень твердого при размоле топлива. При значениях  $K_{л.о} \leq 1,1$  топлива имеют высокую твердость, а при  $K_{л.о} > 1,5$  — относятся к мягким топливам, легко разрушающимся при ударе или раздавливании. Остальные являются топливами средней твердости. По методике ВТИ коэффициент размолоспособности определяют по формуле:

$$K_{л.о} = 1,96 \left[ \ln \left( \frac{100}{R_{90}} \right) \right]^{0,67}.$$

*Взрываемость пыли.* Взрыв в объеме, заполненном взвешенной в воздухе угольной пылью, будет тем интенсивнее, чем больше удельная поверхность пыли (чем мельче фракции) и чем выше выход летучих веществ. Существенное значение имеет температура смеси. Наиболее опасными являются концентрации пыли от 0,3 до 0,6 кг на 1 м<sup>3</sup> воздуха. Именно такие концентрации обычно имеют место при эксплуатации пылесистем. Поэтому жестко ограничивается температура сушильного агента на выходе из мельницы — не выше 80–100 °С при наличии бункеров пыли и до 130 °С в пылесистемах с прямым дуванием пыли в топку.

### 8.5.2. Системы пылеприготовления

На современных тепловых электростанциях твердое топливо сжигается во взвешенном состоянии в факеле. Для превращения крупных кусков угля в пригодную для сжигания угольную пыль твердое топливо проходит процесс подготовки в системе пылеприготовления, заключающийся в предварительном дроблении, подсушке и размоле топлива.

Твердое топливо поступает на электростанцию в виде кусков размером до 200 мм и более и до подачи в мельницы проходит подготовку к размолу.

На тракте подачи сырого топлива (рис. 8.12) в целях извлечения из него металлических предметов устанавливают магнитные сепараторы для предотвращения поломки механизмов. С помощью щепоуловителей удаляют щепу, тем самым предотвращая забивание механизмов. Освобожденный от металлических предметов уголь подвергают гро-



хочению, т. е. пропускают его через качающиеся сита-решетки с размером отверстий 10–15 мм. Крупные куски подаются в дробилки, где измельчаются до размера не более 10–15 мм. Из грохота дробленка транспортерами подается в расположенные в парогенераторном помещении бункеры сырого топлива, откуда дробленый уголь поступает в систему пылеприготовления, где подвергается интенсивной подсушке и размолу, в результате чего получается угольная пыль.

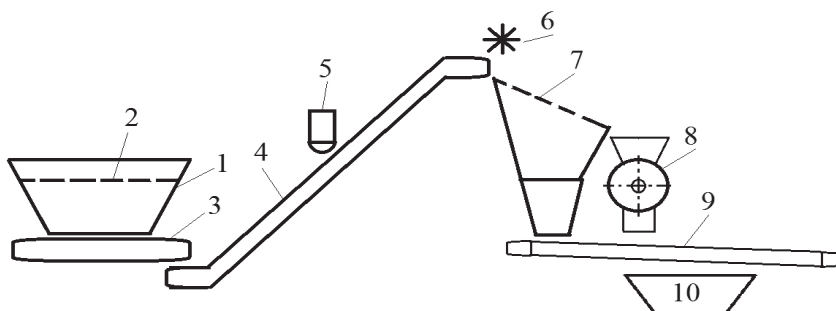


Рис. 8.12. Схема предварительной подготовки топлива:

- 1 — приемный бункер; 2 — решетка; 3 — питатель; 4 — наклонный транспортер;  
 5 — магнитный сепаратор; 6 — щепоуловитель; 7 — грохот; 8 — дробилка;  
 9 — транспортер; 10 — приемный бункер котла

Системы пылеприготовления разделяются на центральные и индивидуальные. На центральных пыль получают для всех котлов ТЭС в оборудовании, установленном в отдельном зале, а транспорт пыли к котлам обеспечивается пылепроводами. При индивидуальной системе пылеприготовления пыль получают в оборудовании, размещенном непосредственно у каждого котла. Центральные пылесистемы оказываются экономичнее, особенно при подготовке влажных бурых углей, однако имеют сложное оборудование и менее надежны в эксплуатации.

Индивидуальные системы являются более простыми и надежными. Из бункера сырого угля топливо подается питателем на размол в мельницу (рис. 8.13). Сюда же поступает часть горячего воздуха с температурой 250–400 °С. После отделения грубых фракций топлива в сепараторе готовая пыль вместе с увлажненным после удаления влаги воздухом при температуре 80–130 °С поступает по пылепроводам в горелки. Оставшаяся часть горячего воздуха (вторичный воздух) поступает в горелки по отдельному каналу. Количество первичного воздуха



определяется качеством топлива, прежде всего его влажностью, и составляет 0,3–0,5 от общего расхода воздуха. Жесткая связь системы пылеприготовления с котлом повышает требования к надежности пылесистемы. Установленное количество мельниц должно быть не менее трех, а число всех работающих, кроме одной, должно обеспечивать 90 % нагрузки котла.

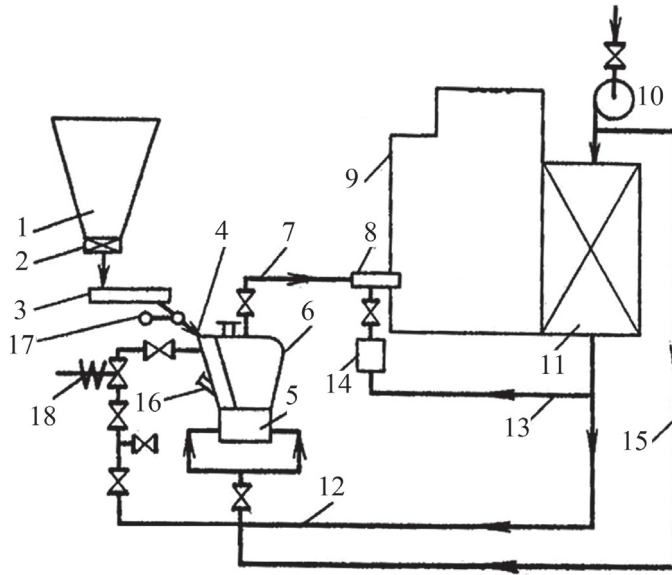


Рис. 8.13. Индивидуальная схема пылеприготовления [7]:

- 1 — бункер сырого угля; 2 — отсекающий шибер; 3 — питатель угля; 4 — течка сырого угля; 5 — углеразмольная мельница; 6 — сепаратор пыли; 7 — пылепровод; 8 — горелка; 9 — паровой котел; 10 — дутьевой вентилятор; 11 — воздухоподогреватель; 12 — тракт первичного воздуха; 13 — тракт вторичного воздуха; 14 — короб вторичного воздуха; 15 — подача холодного воздуха; 16 — взрывной клапан; 17 — клапан-мигалка; 18 — автоматический быстроотсекающий шибер

Сопротивление тракта от мельницы до горелок преодолевается за счет напора вентилятора, в связи с чем пылесистема находится под небольшим избыточным давлением (1–2,5 кПа). Достоинства схемы с прямым вдуванием пыли заключаются в ее простоте, компактности пылеприготовительного оборудования, небольшом расходе электроэнергии на транспорт пыли, простой системе автоматизации подачи топлив.

Особенностью центральной схемы (рис. 8.14) является отделение готовой пыли от транспортирующего воздуха в циклоне. Пыль направляется в промежуточный бункер, из которого специальными питателями подается в пылепроводы. Увлажненный воздух после циклона имеет температуру  $80\text{--}100\text{ }^{\circ}\text{C}$  и содержит  $10\text{--}15\%$  самой мелкой угольной пыли. Его мельничным вентилятором подают в короб первичного воздуха, откуда он распределяется по пылепроводам. Мельничный вентилятор создает разрежение в системе, что исключает выброс пыли. Наличие промежуточного бункера снимает необходимость согласования производительности мельницы и котла.

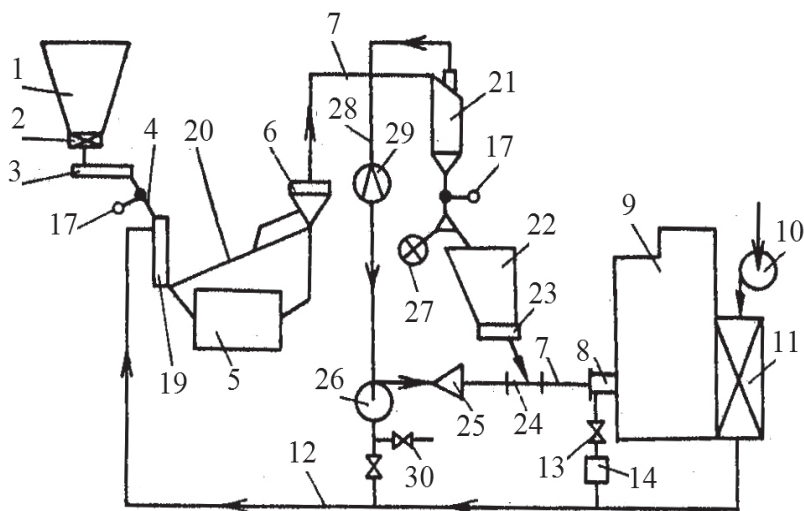


Рис. 8.14. Схема пылеприготовления с промежуточным бункером пыли [7]:

- 1 — бункер сырого угля; 2 — отсекающий шибер; 3 — питатель угля; 4 — течка сырого угля; 5 — углеразмольная мельница; 6 — сепаратор пыли; 7 — пылепровод; 8 — горелка; 9 — паровой котел; 10 — дутьевой вентилятор; 11 — воздухоподогреватель; 12 — тракт первичного воздуха; 13 — тракт вторичного воздуха; 14 — короб вторичного воздуха; 15 — подача холодного воздуха; 16 — взрывной клапан; 17 — клапан-мигалка; 18 — автоматический быстроотсекающий шибер; 19 — устройство для сушки топлива; 20 — течка возврата грубых фракций; 21 — циклон; 22 — бункер пыли; 23 — питатель пыли; 24 — смеситель; 25 — короб первичного воздуха; 26 — мельничный вентилятор; 27 — реверсивный пылевой шнек; 28 — влажный сушильный агент с мелкой пылью; 29 — измеритель расхода; 30 — клапан присадки холодного воздуха

Недостатки схемы — в сложности и громоздкости оборудования, в повышенном гидравлическом сопротивлении системы и завыв-

шенных затратах на транспорт пыли. Однако благодаря обеспечению высокой надежности эти схемы получили широкое распространение.

### 8.5.3. Пылеприготовительное оборудование

*Шаровая барабанная мельница (ШБМ)* представляет собой цилиндрический барабан диаметром от 1,5 до 4 м и длиной от 2,5 до 12 м (рис. 8.15). Барабан на 1/3 объема заполняется шарами диаметром от 25 до 75 мм. Для защиты от износа барабан изнутри покрывается плитами из марганцовистой стали. Броневые плиты имеют фигурный профиль, чаще всего волнистый. Между барабаном и броневыми плитами для уменьшения шума прокладывают слой асбеста. Снаружи барабан покрывается слоем войлока (тепловая и звуковая изоляция), а поверх войлока — металлическим кожухом.

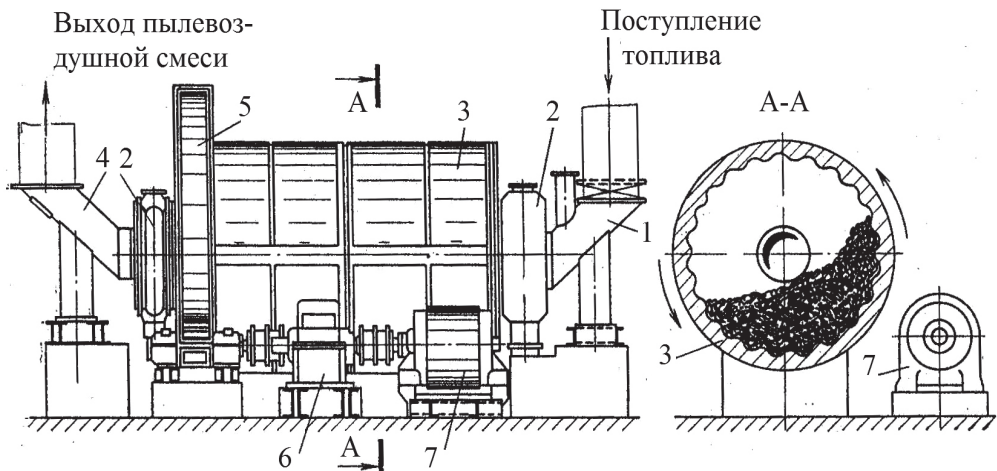


Рис. 8.15. Шаровая барабанная мельница (общий вид и разрез) [4]:

- 1 — большой патрубок; 2 — опорный подшипник; 3 — барабан мельницы с тепло- и звукоизоляцией; 4 — выходной патрубок; 5 — большая шестерня;  
6 — редуктор; 7 — электродвигатель

При вращении барабана за счет центробежных сил шары поднимаются вверх и, достигнув некоторой максимальной высоты, отрываю-ются от стенки и падают на слой угля. Размол топлива происходит главным образом за счет удара падающих металлических шаров и частично за счет его истирания.

Эффективность процесса измельчения определяется высотой падения шаров в барабане. Высота падения зависит от частоты вращения, степени заполнения барабана шарами, профиля или формы барабана, от его диаметра. С повышением частоты вращения степень измельчения сначала возрастает, достигает оптимального значения, а потом начинает падать, и при достижении критического значения падает до нуля.

Критическая скорость достигается при условии равенства силы тяжести и центробежной силы:

$$mg = \frac{2mW_{\text{кр}}^2}{D}. \quad (8.11)$$

Окружная скорость связана с числом оборотов соотношением:

$$W_{\text{к}} = \frac{n\pi D}{60}. \quad (8.12)$$

Тогда критическое число оборотов шаровой барабанной мельницы, при котором практически прекращается размол топлива, составит, об/мин:

$$n = \frac{g \cdot 60^2}{\sqrt{2D}\pi^2} = \frac{42,3}{\sqrt{D}}. \quad (8.13)$$

Оптимальное число оборотов для ШБМ с волнистой броневой плитой достигается, когда шары падают с высоты  $\sim 2/3$  от диаметра барабана, и составляет, об/мин:

$$n_{\text{опт}} = \frac{32}{\sqrt{D}}. \quad (8.14)$$

Сушка топлива происходит в процессе его размала за счет тепла сушильного агента — чаще всего горячего воздуха или смеси воздуха с продуктами сгорания. На работу ШБМ существенное влияние оказывает режим вентиляции. При малых скоростях вынос пыли затруднен, при больших скоростях имеет место вынос крупных частиц. ШБМ являются универсальными мельницами, пригодными для размала любых топлив. Чаще всего ШБМ применяют для размала твердых топлив, которые в других мельницах не могут размалываться.

*Молотковые мельницы* относятся к классу быстроходных (рис. 8.16). Частота вращения ротора находится в пределах от 600 до 1000 об/мин. Молотковая мельница состоит из стального корпуса (10–15 мм), по-

крытого изнутри гладкими броневыми листами, ротора, представляющего собой вал, на котором установлены диски. К дискам на шарнирах подвешиваются билодержатели, к другим концам на шарнирах крепятся била.

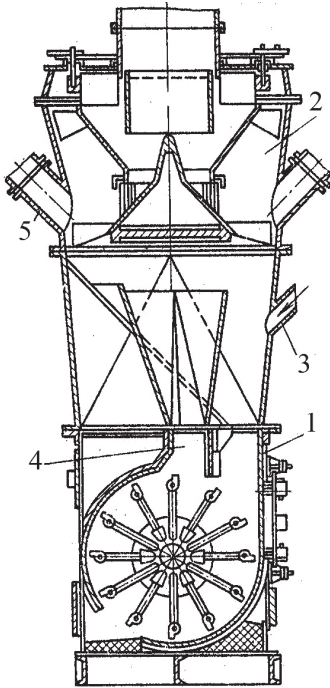


Рис. 8.16. Компоновка молотковой мельницы с центробежным сепаратором пыли [4]:

- 1 — молотковая мельница; 2 — сепаратор пыли; 3 — ввод сырого топлива;
- 4 — точка возврата грубой пыли;
- 5 — предохранительный клапан

В молотковых мельницах размол пыли осуществляется за счет удара бил о поступающие в мельницу куски угля, а также за счет истирающего действия в зазоре между корпусом и билами. Недостатком является быстрый износ бил, требующий их частой замены. Область применения молотковых мельниц весьма значительна в связи с их большей экономичностью по сравнению с барабанными (удельный расход энергии в 1,5 раза меньше). Они применяются для размола большой группы высокорекреационных топлив, для которых эффективное воспламенение и выгорание может быть обеспечено при более грубом помоле по сравнению с ШБМ.

*Среднеходные мельницы* бывают либо шаровыми, либо валковыми. Измельчение топлива в среднеходных мельницах происходит раздавливанием кусков угля на вращающемся радиальном столе за счет прижимаемых к слою угля вращающихся стальных шаров.

Среднеходная валковая мельница (рис. 8.17) состоит из нижнего кольца, вращающегося с частотой 100–300 об/мин, неподвижного верхнего кольца и размалывающих шаров диаметром от 190 до 270 мм. Давление шаров на топливный слой осуществляется за счет массы шаров и верхнего кольца и главным образом за счет действия пружин, нажимающих на верхнее кольцо с усилием от 180 до 600 кг на каждый шар. Среднеходные мельницы являются компактными размольными устройствами, по экономичности размола они находятся на уровне молотковых мельниц. Недостатками являются сложность их конструкции и повышенные затраты на ремонт с износом мелющих органов. Область рационального их применения ограничивается относительно мягкими сухими каменными углями.

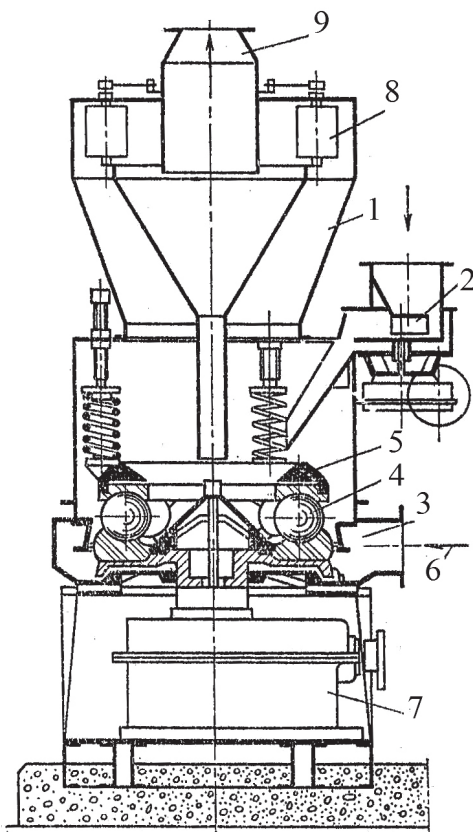


Рис. 8.17. Среднеходная шаровая мельница:

- 1 — сепаратор; 2 — приемный бункер; 3 — патрубок выгрузки топлива; 4 — шары;
- 5 — прижимной стол;
- 6 — подача сушильного агента;
- 7 — электродвигатель;
- 8 — направляющий аппарат сепаратора; 9 — выходной патрубок сепаратора

*Мельницы-вентиляторы* (рис. 8.18) представляют собой центробежные вентиляторы простейшей конструкции с плоскими радиально рас-

положенными лопатками, приспособленные для одновременной работы в качестве вентилятора и мельницы. Основные части: стальной корпус, покрытый изнутри брусчатыми броневыми плитами, и ротор, состоящий из мелющего колеса с лопатками. К лопаткам крепятся била, непосредственно ударяющие по угольным частицам. Мельницы-вентиляторы применяют для размола мягких влажных бурых углей и фрезерного торфа при производительности более 3,5 кг/с (12 т/ч). Достоинства таких вентиляторов — простота конструкции, недостаток — ограниченность области применения и недостаточная экономичность (на уровне ШБМ).

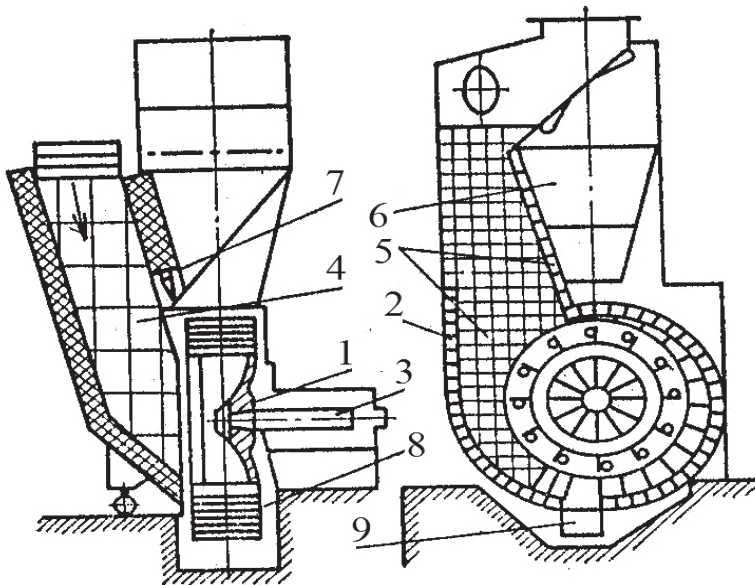


Рис. 8.18. Вентиляторная мельница [7]:

- 1 — основной диск колеса; 2 — корпус; 3 — вал; 4 — нисходящая плита мельницы; 5 — броневые плиты; 6 — центробежный сепаратор пыли; 7 — клапан-мигалка на тече возврата; 8 — лопатки ротора; 9 — сборник для отходов

*Сепараторы пыли.* Существующие мельницы выдают в качестве размола не готовую пыль, а смесь мелких пылинок с некоторым количеством крупных частиц размером, достигающим 3–5 мм. Задачу отделения крупных частиц, направляемых в качестве возврата в мельницу для дополнительного измельчения, выполняют сепараторы. В молотковых среднеходных мельницах сепараторы устанавливаются непо-



средственно на корпус мельницы. От шаровой барабанной мельницы сепараторы пространственно отделены.

Отделение в сепараторах крупных частиц проходит либо по гравитационному принципу при падении скорости потока, либо по центробежному принципу при сообщении потоку криволинейного движения (см. рис. 8.18).

Гравитационные (шахтные) сепараторы komponуются с молотковыми мельницами относительно низкой производительности — менее 20 т/ч. Отделение пыли в них происходит под действием гравитационных сил: при скорости потока 1,5–3 м/с из шахты выносятся пылинки с максимальным размером 0,3–0,7 мм. Более крупные выпадают из потока и возвращаются в зону размола мельницы. Для удовлетворительной работы гравитационного сепаратора в нем должно создаваться неравномерное поле скоростей, что и имеет место в молотковых мельницах за счет одностороннего поступления пылевоздушной смеси из мельницы в сепаратор и возврата с другой стороны шахты вместе с крупными пылинками части подсасываемого билами воздуха из шахты.

## 8.6. Пылеугольные топки

---

### 8.6.1. Сжигание высокорекреакционных топлив

Широкое применение сжигания пыли в факеле стало возможным лишь при установке в топочной камере охлаждаемых водой экранов, обеспечивающих защиту стенок топки от воздействия высокой температуры и предотвращающих шлакование конвективных поверхностей.

Экраны воспринимают тепло от раскаленных газов, снижают их температуру так, что при входе в конвективные пучки частицы пыли находятся уже в затвердевшем состоянии и не налипают на трубы.

При сжигании топлив с легкоплавкой золой необходимо охладить продукты сгорания в топочной камере настолько, чтобы температура газов перед фестом была не выше температуры начала деформации золы. В противном случае произойдет шлакование поверхностей, расположенных за фестом.



Пылеугольные топки, в которых выпадающая зола удаляется в твердом виде, называются топками с твердым шлакоудалением. Для охлаждения оседающих в топке шлаковых частиц нижнюю часть топки выполняют в виде холодной шлаковой воронки, имеющей сплошное экранирование стен. Наклон стенок воронки составляет  $60^\circ$ , что обеспечивает сползание гранулированного шлака. Недостатком пылеугольных топок с твердым шлакоудалением является вынос из топочной камеры основной массы золы топлива. Это определяет невозможность интенсификации теплообмена конвекций, т. к. скорость движения газового потока ограничивается условиями истирания труб золой.

При твердом шлакоудалении холодная воронка неблагоприятно влияет на процесс горения, т. к. зона низкой температуры оказывается в непосредственной близости от горелок. Поэтому рекомендуется располагать горелки на достаточном удалении от холодной воронки, что увеличивает высоту топки.

При значительном экранировании топки затрудняется воспламенение, особенно малореакционных топлив. Поэтому при сжигании малореакционных топлив применяют зажигательный пояс, который представляет собой часть топочных экранов, утепленных огнеупорным покрытием в области горелок.

Для выбора рациональной конструкции топлива целесообразно подразделить на две группы: высокореакционные и низкореакционные.

К первой группе относятся бурые угли, сланцы, торф, каменные угли с  $V^r > 28\%$  и  $k_{\text{л.о}} > 1,2$ . Сушка топлива в системе приготовления осуществляется горячим воздухом либо смесью воздуха и продуктов сгорания, отбираемыми из топки. Часть воздуха, используемая для сушки и транспорта пыли, называется первичным воздухом. Доля первичного воздуха зависит от влажности, выхода летучих веществ и реакционной способности топлива.

#### *Топки с прямым вдуванием и фронтальными горелками*

Для широкой гаммы высокореакционных топлив рациональными являются топки с молотковыми мельницами с прямым вдуванием угольной пыли либо мельницами-вентиляторами. В качестве сепарационных устройств на мельницах устанавливают вертикальные шахты прямоугольного сечения с размещаемыми в них низконапорными горелками. Применяются следующие типы низконапорных горелок: открытые амбразуры с горизонтальными рассекателями ЗИО (рис. 8.19), эжекционные амбразуры ЦКТИ (рис. 8.20) и вихревые

упрощенные горелки. В топке с горизонтальным рассекателем вторичный воздух подается со скоростью 25–30 м/с через сопла, расположенные над амбразурой и под ней. При эжекционных амбразурах вторичный воздух подается через щелевые сопла, размещенные в амбразуре. В этих топках часть вторичного воздуха, примерно 10 %, подается через сопла, расположенные на задней стенке топки, для предотвращения ее шлакования.

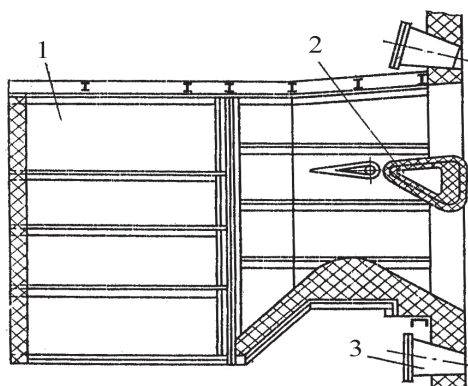


Рис. 8.19. Горелка с горизонтальным [7] рассекателем в амбразуре:  
1 — головка сепарационной шахты;  
2 — рассекатель; 3 — сопла вторичного воздуха

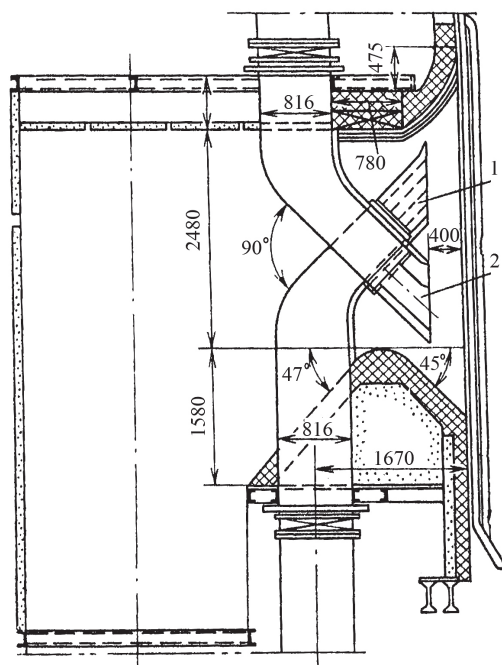


Рис. 8.20. Головка шахтного сепаратора с эжекционной амбразурой [7]:  
1 — сопла, направленные вверх;  
2 — сопла, направленные вниз

*Топки с плоскими параллельными струями*

В топке МЭИ с плоскими параллельными струями верхняя часть сепарационной шахты плавно переходит в каналы горелок. Горелки — прямоточные (рис. 8.21), щелевые с вытянутым прямоугольным сечением амбразур, отношение высоты амбразуры к ширине составляет 4—6. Сопло вторичного воздуха вместе с выходной амбразурой и каналами пылевоздушной смеси образуют эжектор, что обеспечивает работу мельниц под разрежением. Факел в топке выполняется в виде плоских параллельных струй, в которых обеспечивают условия для устойчивого зажигания и интенсивного выгорания.

Также горелки позволяют получить:

- лучшие условия воспламенения, т. к. первичный воздух с угольной пылью подаются снаружи и непосредственно контактируют с раскаленными продуктами сгорания;
- увеличение поверхности факела, т. е. поверхности фронта горения;
- подачу вторичного воздуха внутрь факела, что улучшает смешение;
- повышение радиационной теплоотдачи при более высоких температурах в зоне активного горения.

*Сжигание высоковлажных топлив в топках с прямым вдуванием*

С увеличением влажности топлива уменьшается его теплота сгорания, объемы продуктов сгорания увеличиваются, снижаются теоретическая температура горения и температура в зоне горения, затрудняется разmol, снижается устойчивость воспламенения и горения.

Для улучшения разmола и сжигания высоковлажных твердых топлив предусмотрена подсушка их газами, отбираемыми из топочной камеры, с температурой 900—1000 °С. Для разmола топлив используют мельницы-вентиляторы, которыми одновременно подается воздух и создается разрежение, необходимое для отбора топочных газов. Благодаря этому становится возможным повысить температуру сушильного агента до ~ 180—200 °С, сушка происходит более качественно, возникает частичная возгонка летучих, снижается взрывоопасность, повышается температура в топке, что обеспечивает более раннее воспламенение.

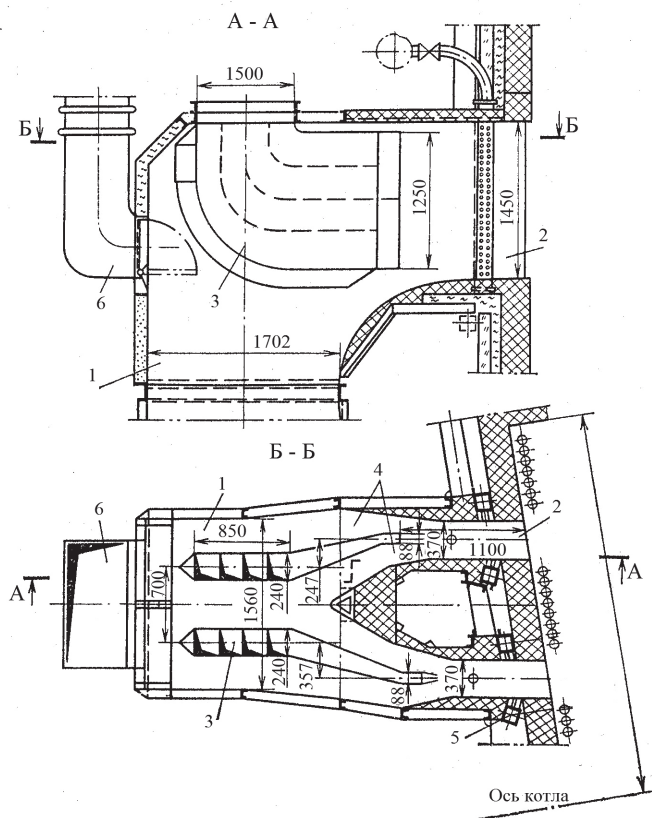


Рис. 8.21. Топка с плоскими параллельными струями [7]:

- 1 — головка сепарационной шахты; 2 — амбразура горелки; 3 — сопло вторичного воздуха; 4 — каналы подачи пылевоздушной смеси; 5 — перфорированные коллекторы для подачи природного газа при сжигании газов; 6 — короб дополнительной подачи воздуха при сжигании газов

На рис. 8.22 представлена топка котла производительностью 280 т/ч для сжигания назаровского угля. Сушка топлива осуществляется топочными газами, которые отбираются через газозаборное окно под действием разрежения, создаваемого мельницей-вентилятором. По газоходу газы поступают в сушильную камеру, а затем в мельницу. В сушильную камеру в горячие газы по течке питателем подается топливо. Для регулирования температуры сушильного агента — газозавоздушной смеси — в газоход по воздуховоду подается горячий воздух. Угольная пыль в потоке отработавшего сушильного агента подается в центральный канал вихревой горелки.

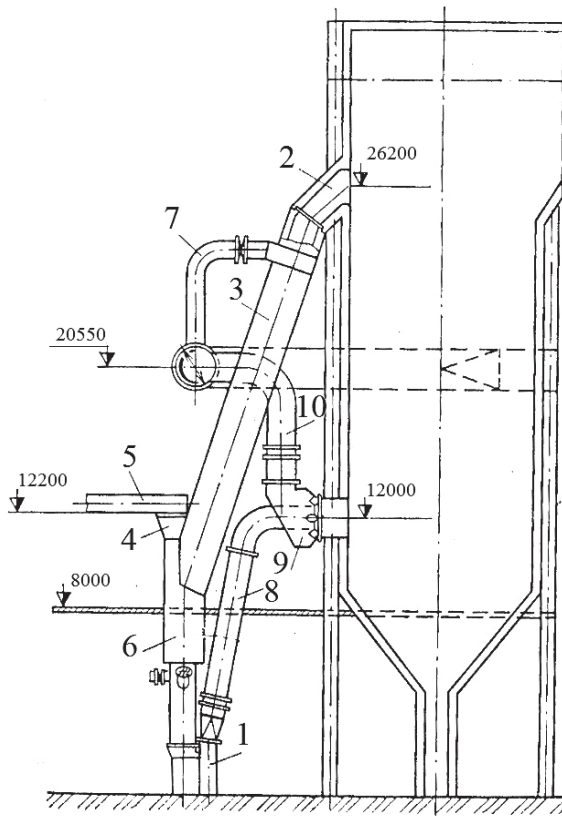


Рис. 8.22. Топка с мельницами-вентиляторами [7]:

- 1 — мельница-вентилятор;
- 2 — газозаборное окно;
- 3 — газоход; 4 — течка;
- 5 — питатель; 6 — сушильная камера; 7 — воздуховод;
- 8 — пылепровод;
- 9 — вихревая горелка;
- 10 — вторичный воздух

Благодаря глубокой подсушке высоковлажного топлива, более высокой температуре горючей смеси зажигание становится устойчивым, хорошо подсушенная пыль интенсивно выгорает.

*Сжигание высоковлажных топлив с обогащением горючей смеси*

При очень большой влажности  $\frac{W^p}{Q_n^p} = 3-10\%$ ,  $\frac{\% \text{ кг}}{\text{МДж}}$ , количество

газов, отбираемых из топки, увеличивается до 0,4–0,6 от общей массы продуктов сгорания. Это вместе с большим количеством водяных паров приводит к ухудшению условий выгорания и воспламенения, зажигание становится неустойчивым, затягивается догорание, увеличиваются потери  $q_4$  и  $q_3$ . Улучшение сжигания высоковлажных топлив реализовано с применением в системе пылеприготовления пылеконцентратора (рис. 8.23–8.24). В топке с пылеконцентратором сушка топлива проводится газами с температурой 900–950 °С, отбираемыми из верхней части топки. Газы через газозаборное окно и газоход по-

ступают в сушильную камеру, куда по течке подается топливо. Из мельницы-вентилятора отработавший сушильный агент с пылевидным топливом направляется в пылеконцентратор. Пройдя расположенный в пылеконцентраторе аксиальный закручивающий аппарат, большая часть пыли, 80–85,8 % от всего количества, отбрасывается на периферию потока и с небольшим количеством отработавшего сушильного агента, около 20–25 %, через горелки направляется в топку. Оставшееся небольшое количество тонкой пыли с большей частью отработавшего влажного сушильного агента направляется в топку через сбросные горелки. В топке обеспечивается устойчивое воспламенение факела обогащенной пылевоздушной смеси. Сухая мелкая пыль с обедненной частью пылевоздушной смеси при подаче ее через сбросные горелки в газовую среду с высокой температурой также успевает в значительной мере выгореть.

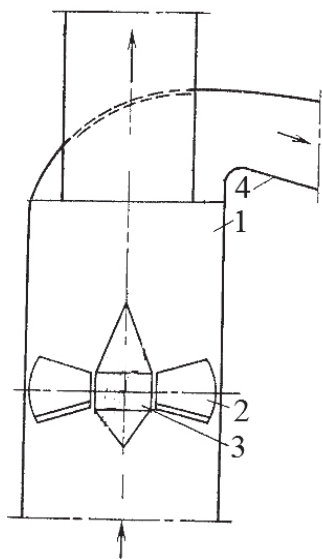


Рис. 8.23. Схема пылеконцентратора:

- 1 — корпус; 2 — завихритель;
- 3 — рассекатель; 4 — основной отвод

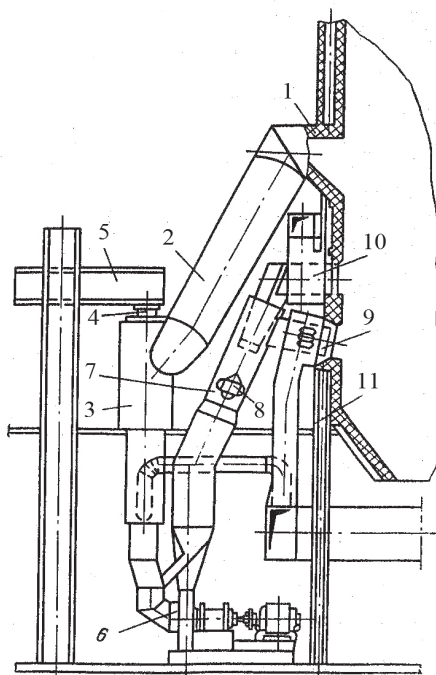


Рис. 8.24. Топка с пылеконцентратором [7]:

- 1 — газозаборное окно; 2 — газоход;
- 3 — сушильная камера; 4 — течка,
- 5 — питатель пыли; 6 — мельница-вентилятор;
- 7 — пылеконцентратор; 8 — рассекатель;
- 9 — основная горелка; 10 — сбросная горелка;
- 11 — воздуховод

### *Вихревые топки низкотемпературного сжигания*

На котлах средней производительности ЛПИ применена вихревая низкотемпературная топка (рис. 8.25). В ней горелки выполнены с амбразурами прямоугольного сечения, наклоненными вниз на  $45^\circ$ . Вторичный воздух подается через сопла, установленные в нижней части заднего ската холодной воронки, со скоростью 40–60 м/с. Струи первичного и вторичного воздуха образуют вихрь горизонтального вращения. Вихревое движение воздуха и продуктов сгорания обеспечивает устойчивое зажигание топлив. Особенностью топки является создание многократной циркуляции значительной части топлива и его сгорание в вихревом движении, что позволяет применять угрубленный помол топлива. Несгоревшая часть топлива переносится в струи вторичного воздуха и сгорает в общем потоке. Достоинства вихревых топок: снижение температуры в зоне горения на  $150\text{--}200^\circ\text{C}$ , в конце топки на  $15\text{--}25^\circ\text{C}$ , бесшлаковочная мощность котла повышается на  $15\text{--}25\%$ , снижается выброс оксидов азота. Недостатком вихревых топок является несколько повышенный механический недожог и износ поверхностей нагрева в холодной воронке.

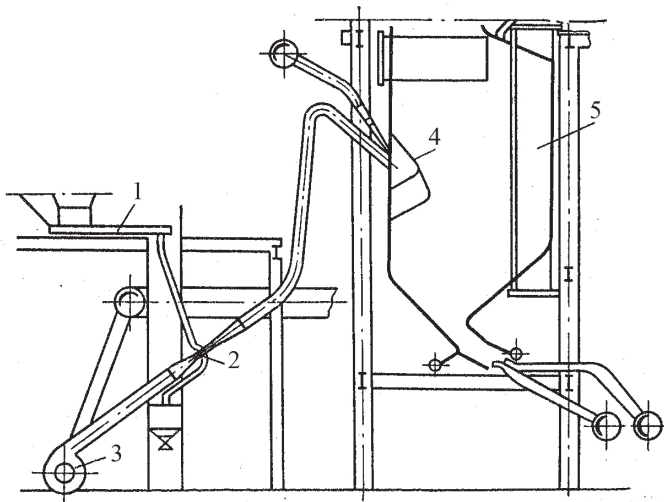


Рис. 8.25. Низкотемпературная вихревая топка для сжигания дробленки угля:

- 1 — шнековый питатель; 2 — сопло;
- 3 — вентилятор горячего воздуха;
- 4 — охлаждаемый козырек; 5 — испарительные панели

### *Сжигание сильношлакующих углей*

Сильношлакующими топливами являются бурые канско-ачинские угли, подмосковные угли, торф отдельных месторождений, эстонские сланцы.



Температура нормального жидкого шлакоудаления, при которой вязкость шлака составляет  $20 \text{ Па} \cdot \text{с}$ , у назаровского и ирша-бородинского составляет  $1300^\circ\text{C}$ , поэтому данные виды рекомендуется сжигать в топках с жидким шлакоудалением. Сушка топлив осуществляется горячими газами, используют схемы пылеприготовления с промежуточным бункером пыли. Отработанные сушильные газы с мелкодисперсными частицами сбрасывают в верхнюю часть предтопка.

Топочная камера состоит из двух вихревых вертикальных предтопок (рис. 8.26), в которых расположено по 8 горелок в 2 яруса, тангенциально к воображаемой окружности диаметром 980 мм.

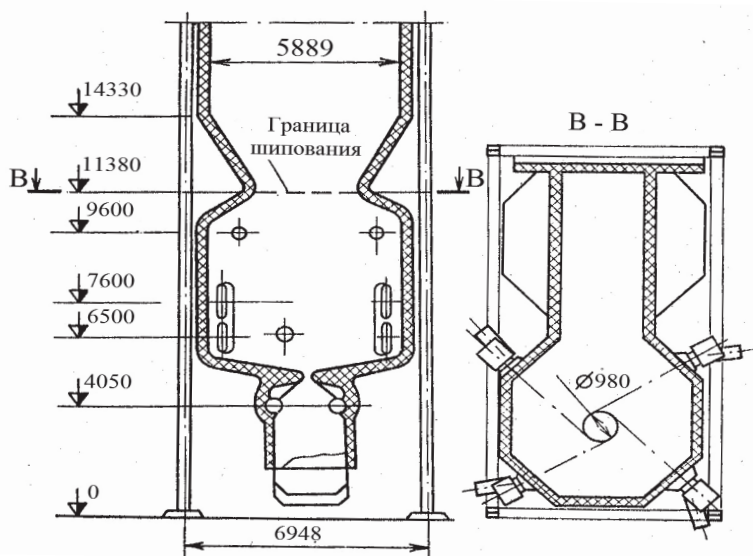


Рис. 8.26. Топка с восьмигранными предтопками котла БКЗ-320-140ПТ5

Щелевые прямооточные двухканальные горелки установлены так, чтобы вторичный воздух защищал стенку предтопка от прямого воздействия факела. При номинальной нагрузке котла в предтопке достигается температура  $1600^\circ\text{C}$ , что обеспечивает надежное удаление жидкого шлака.

### 8.6.2. Сжигание низкорекреационных топлив

Для удовлетворительного сжигания каменных низкорекреационных топлив требуются тонкий размол, глубокая сушка, высокие температуры, независимость работы котла от системы пылеприготовления.



Наиболее благоприятны схемы пылеприготовления с промежуточным бункером и сбросом сушильного агента в верхнюю часть топки. Обычно используют барабанные или среднеходные мельницы. Подача пыли в топку осуществляется мельничным вентилятором, который создает разрежение в системе пылеприготовления и создает напор, необходимый для преодоления сопротивления горелок.

#### *Сжигание углей с тугоплавкой золой*

Для сжигания экибастузских углей используют вихревые горелки, которые бывают следующих типов: лопаточно-лопаточные, двухулиточные и улиточно-лопаточные (рис. 8.27).

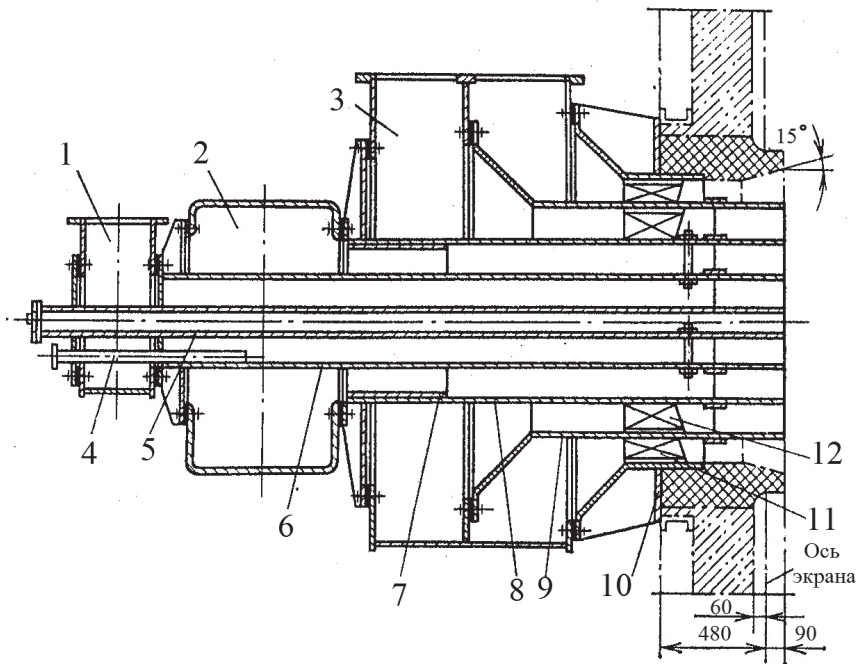


Рис. 8.27. Пылеугольная вихревая улиточно-лопаточная двухпоточная горелка [7]:

- 1 — короб воздуха для форсунки; 2 — улитка пылевоздушной смеси;
- 3 — короб двухпоточный; 4 — труба установки электрогазового запальника;
- 5 — труба мазутной форсунки; 6 — труба внутренняя; 7 — обечайка предохранительная; 8 — труба пылевоздушной смеси; 9 — труба разделительная;
- 10 — фланец несущий; 11 — регистр наружный; 12 — регистр внутренний

Для вихревых турбулентных горелок закручивание струи либо наличие рассекателя приводит к образованию поверхности, по форме на-

поминающей гиперboloид вращения. Образующееся в центральной части разрежение приводит к непрерывному подосу высокотемпературных топочных газов, обеспечивающих непрерывное зажигание. Воспламенение по внешней поверхности струи тормозится прослойкой относительно холодного воздуха, находящегося между пылевоздушной смесью и горячими топочными газами.

На длину зоны воспламенения сильно влияет тонкость помола топлива. При более тонком помоле и уменьшении остатка на сите  $R_{90}$  с 16 до 10 % (поверхность пыли при этом увеличивается вдвое) температура в зоне ввода топлива увеличивается на 200 °С. Повышение температуры пылевоздушной смеси и увеличение температуры вторичного воздуха интенсифицируют процесс сжигания. Так, увеличение температуры вторичного воздуха с 260 до 330 °С, приводит к увеличению температуры в зоне ввода топлива на 200 °С. Для того чтобы уменьшить абразивный износ лопатки и уменьшить аэродинамическое сопротивление, лопатки в канале пылевоздушной смеси устанавливают неподвижно под углом 30°, а для того чтобы обеспечить требуемую крутку, усиливают крутку вторичного воздуха.

Применяют обычно встречное расположение горелок, что интенсифицирует воспламенение, улучшает перемешивание и обеспечивает более устойчивое зажигание.

#### *Сжигание антрацитов*

Основными проблемами при сжигании антрацитов являются обеспечение устойчивого зажигания и уменьшение потерь с механической неполнотой сгорания. Для их решения проводят следующие мероприятия: тонкий размол топлива, высокий нагрев воздуха до температур 350–400 °С и ограничение его количества до 10–12 %, подачу пыли в топку горячим воздухом.

Обычно при сжигании антрацитов используют топки с жидким шлакоудалением, которые выполняются однокамерными открытыми или полуоткрытыми с пережимом либо двухкамерными.

В однокамерных топках с жидким шлакоудалением различают три зоны. В зоне активного горения и плавления шлаков, находящейся в нижней части топки, экранные поверхности ошипованы, что обеспечивает поддержание высоких температур. Расплавленный шлак через летку сливается в ванну, где гранулируется водой. В таких топках улавливается до 15–30 % золы.

Во второй зоне снижается температура газов, снижается вязкость шлака, он становится липким. Для нормальной работы необходимо, чтобы вторая зона была минимального размера либо ее не было вообще.

Третья зона, являющееся зоной охлаждения, характеризуется умеренными температурами газов, обеспечивает грануляцию шлака и золы.

В однокамерных открытых топках количество улавливаемого шлака небольшое 10–15 %. Недостаток открытых однокамерных топок — возможность шлакования поверхностей в области разделения горячей и холодной зоны.

В полуоткрытых однокамерных топках с жидким шлакоудалением (рис. 8.28–8.29) благодаря пережигу зоны плавления и охлаждения разделены. В камере горения экранная труба ошпирована и покрыта огнеупорной обмазкой. Процесс горения практически полностью завершается в камере, где улавливается 20–40 % золы.

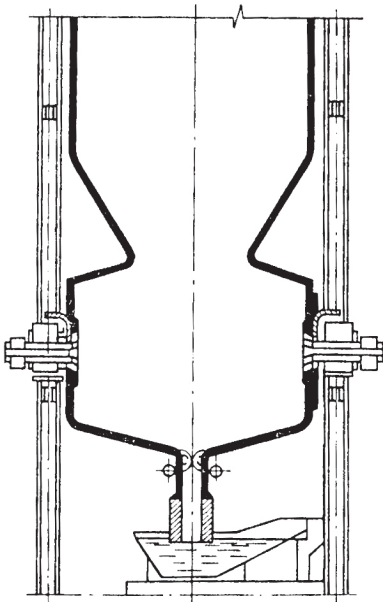


Рис. 8.28. Топка с пережигом и жидким шлакоудалением [7]

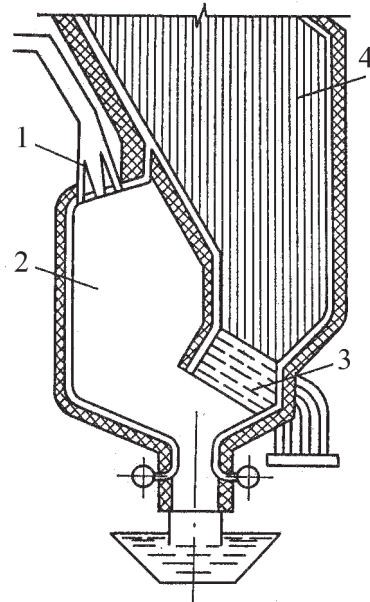


Рис. 8.29. Двухкамерная топка с прямоугольным предтопком:  
1 — горелки; 2 — камера сгорания;  
3 — шлакоудаляющий пучок;  
4 — камера охлаждения

### *Двухкамерные топки с жидким шлакоудалением*

Камера горения топлива с жидким шлаком и камера охлаждения разделены шлакосепарационной решеткой, выполненной из разведенных ошипованных труб, имеющих огнеупорную обмазку. В таких топках улавливается до 70 % шлака. Недостатком топок с жидким шлакоудалением являются большие потери теплоты (2–4 %). Более эффективное удаление шлака в жидком виде осуществляется в циклонных топках.

Достоинством циклонных предтопков является возможность сжигания дробленки, в которой основная масса частиц имеет диаметр 0,5–1 мм. Недостаток — высокое аэродинамическое сопротивление.

## Вопросы к главе 8

---

1. Каковы основные характеристики дисперсного состава твердого топлива?
2. Каким образом системы пылеприготовления зависят от вида сжигаемого топлива?
3. Перечислите топочные устройства и методы сжигания органического топлива.
4. В чем преимущество сжигания топлива в кипящем слое?
5. Перечислите основные конструктивные и режимные характеристики топочных камер.
6. От какого параметра зависит эффективность пылеугольных горелочных устройств?
7. Что такое форсунка? В каких случаях газомазутные горелки комплектуются форсункой?
8. Сравните преимущества и недостатки парового и механического распылов мазута.

---

## Глава 9. Сокращение вредных выбросов в окружающую среду режимными методами

---

Существует несколько принципиально разных подходов к решению задачи уменьшения выбросов вредных веществ с дымовыми газами в атмосферу. Их можно разделить на следующие три группы:

- удаление вредных компонентов из топлива путем комплексной его переработки перед сжиганием в котле;
- непосредственное воздействие на механизм образования вредных веществ в процессе сжигания исходного натурального топлива в топочной камере;
- очистка продуктов сгорания топлива (уходящих дымовых газов) от присутствующих в них вредных соединений.

Наибольший эффект может дать комплексное применение разных методов, но при этом надо учитывать, что все они требуют значительных дополнительных затрат и тем больших, чем глубже очистка.

К числу вредных выбросов электростанций, которые возможно уменьшить при правильной организации режима сжигания топлива, относятся главным образом оксиды азота, полициклические углеводороды (в том числе бензапирены) и триоксид серы  $\text{SO}_3$ .

Наибольшую зону загрязнения воздушного бассейна от выбросов ТЭС составляют оксиды азота, которые по характеру образования разделяются на топливные, быстрые и термические (рис. 9.1).

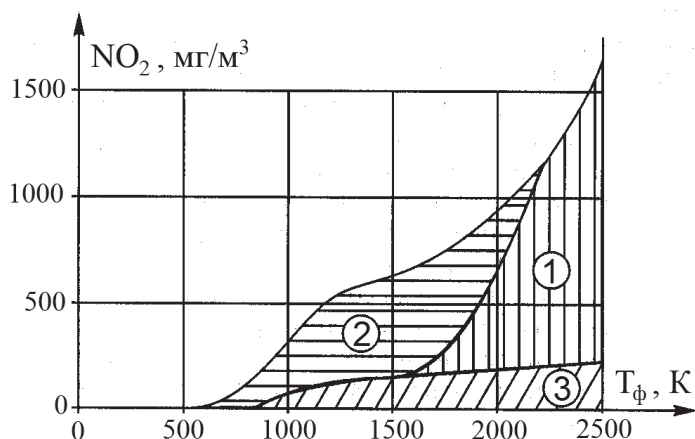
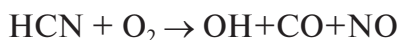
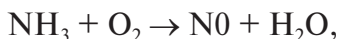


Рис. 9.1. Зоны образования оксидов азота при сжигании топлив:

1 — термические оксиды; 2 — топливные оксиды; 3 — быстрые оксиды

Образование топливных,  $\text{NO}^{\text{ТЛ}}$ , и быстрых,  $\text{NO}^{\text{Б}}$ , оксидов азота происходит на начальной стадии горения. Топливные  $\text{NO}^{\text{ТЛ}}$  образуются за счет азота топлива,  $\text{N}^{\text{П}}$ , в результате его преобразований при нагреве в активные радикалы  $\text{NH}_3$ ,  $\text{HCN}$  в процессе выхода летучих веществ в области температур  $600\text{--}1\,120\text{ }^\circ\text{C}$  и при локальных избытках воздуха  $\alpha_{\text{лок}} > 1$  происходят реакции:



Быстрые  $\text{NO}^{\text{Б}}$  образуются за счет разложения углеводородных соединений топлива, в результате чего в корневой части факела накапливаются радикалы  $\text{CN}$ ,  $\text{HCN}$ , и при наличии некоторого количества кислорода также происходит образование  $\text{NO}$ . Максимальное значение  $\text{NO}$  имеет место при  $\alpha_{\text{лок}} = 0,7\text{--}0,8$  и в области температур  $930\text{--}1\,250\text{ }^\circ\text{C}$ .

Наиболее массовый выход  $\text{NO}_x$  имеет место в области ядра факела при температурах  $T_{\text{ф}} > 1800\text{ }^\circ\text{K}$  ( $\sim 1530\text{ }^\circ\text{C}$ ) за счет прямого окисления азота воздуха атомарным кислородом:



Этот путь образования  $\text{NO}_x$  называют термическим.

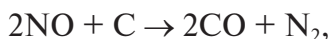
Основными способами подавления образования оксидов азота в топках котлов являются:

- 1) уменьшение избытка воздуха в зоне горения до минимального по условиям полного сгорания топлива;

- 2) применение ступенчатого сжигания топлива, при котором в одну группу горелок (в нижний ярус или в горелки одной стены топки) подается основная масса топлива при избытке воздуха меньше единицы, а в другую группу (верхний ярус горелок или противоположную группу горелок) поступает остаток топлива и воздуха со значением  $\alpha > 1$ ;
- 3) рециркуляция дымовых газов с температурой 350–400 °С в топку, что обеспечивает снижение температурного уровня в зоне горения и концентрации горючих веществ и окислителя за счет разведения горючей смеси инертными газами;
- 4) ввод в зону активного образования оксидов азота струи пара или воды для локального снижения уровня температуры и создания химических реакций, препятствующих образованию вредных соединений;
- 5) использование горелок двухступенчатого сжигания с созданием временного недостатка воздуха в зоне образования быстрых и топливных оксидов азота.

Характерная зависимость образования оксидов азота от избытка воздуха в зоне горения при сжигании природного газа показана на рис. 9.2. Приближение избытка воздуха к единице и менее обеспечивает низкий уровень выхода  $\text{NO}_x$ , но при этом в разных зонах топки возникает недожог топлива и, что особенно опасно, резко растет концентрация бенз (а)пирена. Переход на значительный избыток воздуха также ведет к снижению выхода  $\text{NO}_x$  за счет снижения температурного уровня реакций, но эксплуатация котлов с такими высокими избытками воздуха не экономична.

Более эффективным способом снижения выхода  $\text{NO}_x$  является ступенчатое сжигание. На рис. 9.3 показан пример снижения выхода  $\text{NO}_x$  при сжигании природного газа и переходе с одноступенчатого сжигания на двухступенчатое, с использованием двухъярусного расположения горелок. В первой ступени сжигания обеспечивается избыток воздуха  $\alpha = 0,75\text{--}0,85$ , при этом не происходит полного сгорания топлива. Кроме снижения уровня температуры в зоне горения, где создаются условия для восстановления оксидов азота при их контакте с раскаленным углеродом или промежуточными продуктами при нехватке кислорода:



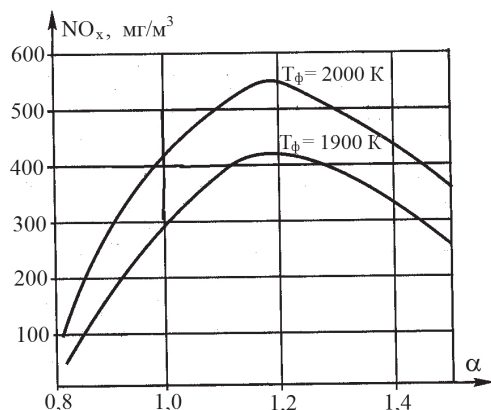
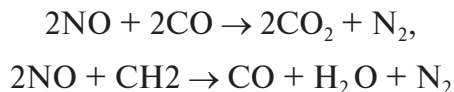


Рис. 9.2. Зависимость образования оксидов азота от избытка воздуха в зоне горения при сжигании природного газа

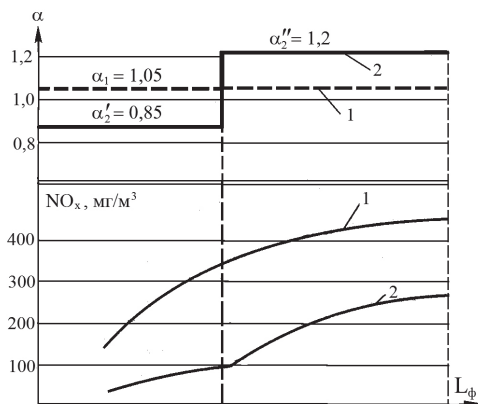


Рис. 9.3. Изменение концентрации оксидов азота на выходе из зоны активного горения при одно- и двухступенчатом сжигании природного газа:

1 — одноступенчатое сжигание при  $\alpha_{\text{гор}} = \alpha_1 = 1,05$ ; 2 — двухступенчатое сжигание с разным избытком воздуха в подзонах горения

В результате выход  $\text{NO}_x$  в первой зоне резко сокращается. Во второй зоне при избытке воздуха больше единицы температура газов уже не достигает уровня активного образования термических оксидов.

Организация рециркуляции газов в топку показана на рис. 9.4. Влияние рециркуляции наиболее значительно при вводе продуктов сгорания воздуховоды перед горелками, когда они в смеси с горячим воздухом поступают в топку (рис. 9.4, б).

Надо отметить, что наибольший эффект снижения концентрации  $\text{NO}_x$  в продуктах сгорания достигается при доле рециркуляции  $r_{\text{rc}} = 0,2-0,3$  (20–30 %). Дальнейшее увеличение  $r_{\text{rc}}$  при сжигании газа и мазута ведет к затягиванию горения и появлению недожога топлива. К тому же максимальное подавление образования  $\text{NO}_x$  требуется при номинальной или близкой к ней нагрузке, когда ввод заметного количества газов рециркуляции сильно увеличивает скорость газов и аэродинамическое сопротивление газового тракта.



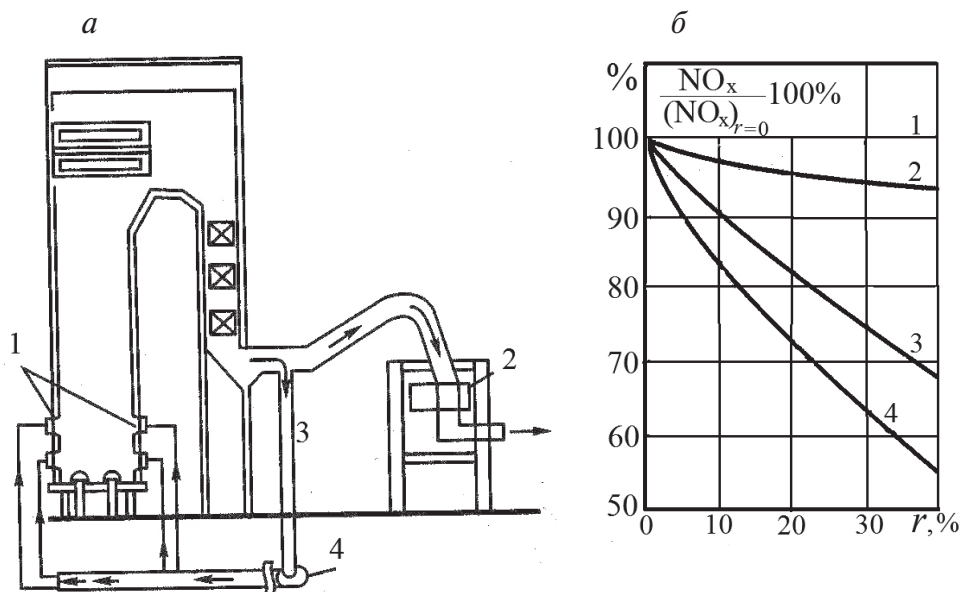


Рис. 9.4. Влияние степени рециркуляции газов на выход оксидов азота:

*a* — общая схема рециркуляции газов; *б* — относительное изменение концентрации  $NO_x$  от доли рециркуляции газов; 1 — без рециркуляции; 2 — ввод рециркуляции через сопла боковых стен; 3 — то же под работающие горелки; 4 — то же непосредственно в горелки (внутренний канал для газов рециркуляции)

Частичный эффект снижения образования  $NO_x$  создают горелки двухступенчатого сжигания (ГДС). Принцип их работы основан на том, что вторичный поток воздуха участвует в дожигании топлива на более поздней стадии. Таким образом, прогрев топлива, выход летучих и разложение сложных углеводородных соединений топлива происходят в зоне с  $\alpha < 1$ . Это обеспечивает снижение образования топливных и быстрых  $NO_x$  в начальной части факела и понижение максимальной температуры горения.

Наиболее глубокое подавление образования оксидов азота возможно при сочетании разных способов. Так, например, организация ступенчатого сжигания в топке может сопровождаться частичной рециркуляцией газов. При сжигании газа и мазута удачным является сочетание впрыска воды с рециркуляцией газов, причем при высокой нагрузке котла целесообразно использование впрыска воды в зону горения (0,5–0,6 % от расхода перегретого пара), а при более низкой нагрузке — усиление рециркуляции газов. Конструктивное обеспечение

впрыска воды значительно дешевле, чем рециркуляция газов, но при этом способе КПД котла ниже за счет увеличения потерь с уходящими газами (рост объема водяных паров в газах).

### Вопросы к главе 9

---

1. Перечислите основные вредные выбросы при сжигании органического топлива.
2. Назовите основные загрязняющие факторы оксидов азота и серы, которые поступают в окружающую среду при сжигании органического топлива.
3. Чем отличаются режимные способы понижения концентрации вредных выбросов от конструктивных?
4. Каким образом влияет впрыск воды в зону горения на количество выбросов  $\text{NO}_x$ ?

---

## Глава 10. Аэродинамический расчет котельных установок

---

**В** газоздушный тракт котла входят оборудование и соединительные элементы, по которым движется воздух и образующиеся продукты сгорания топлива.

Движение воздуха и продуктов сгорания сопровождается потерями давления, которые зависят от размеров поверхностей нагрева, их проходных сечений и скоростей воздуха и газов. Движение воздуха и газов происходит благодаря созданию в газоздушном тракте перепада давлений на входе и выходе с помощью тягодутьевых машин: вентиляторов и дымососов. Вентиляторы создают напор и устанавливаются в начале тракта. Дымососы располагаются в конце тракта, где они создают разрежение в топке.

К оборудованию газоздушного тракта котла наряду с тягодутьевыми машинами относятся всасывающие и нагнетательные воздухо- и газоходы, запорные и регулирующие органы, элементы собственно котельного агрегата, золо- и шлакоулавливающие и удаляющие устройства, дымовая труба.

Совместная работа воздушного и газового трактов котла может быть организована двумя способами. По первому способу газоздушный тракт котла включает в себя дутьевые вентиляторы для подачи под давлением 2,5–5 кПа атмосферного воздуха через воздухоподогреватели к горелкам и части горячего воздуха в углеразмольные мельницы. Соппротивление газового тракта котла, а также аппаратов золоулавливания и газоходов до дымовой трубы преодолевается дымососами, имеющими напор 2,0–3,5 кПа. В этом случае весь воздушный тракт на участке вентилятор–топка находится под давлением выше атмо-

ферного. Продукты сгорания удаляются из котла дымососами, в связи с чем топка и газоходы находятся под разрежением. Такую схему тяги и дутья называют уравновешенной. Контрольным фактором, обеспечивающим согласование работы дутьевых вентиляторов и дымососов, является давление газов на выходе из топочной камеры. Здесь устанавливается и автоматически поддерживается небольшое разрежение (давление ниже атмосферного), составляющее 20–40 Па (2–4 мм вод. ст.). Дутьевой вентилятор подает столько воздуха, сколько необходимо для полного сжигания топлива, а регулирующие устройства дымососов изменяют производительность так, чтобы вверху топки постоянно сохранялось указанное разрежение.

В газовый тракт при давлении ниже атмосферного через неплотности его ограждения присасывается окружающий воздух, что увеличивает объем перекачиваемых дымососами газов. В среднем доля присосов воздуха составляет около 20–30 % объема дымовых газов, образующихся в топке при горении топлива.

Транспорт воздуха до топки и продуктов сгорания до выхода в атмосферу можно также обеспечить специальными высоконапорными дутьевыми вентиляторами без применения дымососов. В таком случае топка и газоходы будут находиться под некоторым избыточным давлением — под наддувом.

Расчет сопротивлений газового и воздушного трактов паровых котлов производится в соответствии с нормативным методом, разработанным ЦКТИ [9].

## 10.1. Расчет газового тракта

---

### 10.1.1. Общий порядок расчета

Аэродинамический расчет газозвдушного тракта выполняют по данным теплового расчета для номинальной нагрузки котельного агрегата [9].

Перед началом работы составляют расчетные схемы газового и воздушного трактов котельной установки для последовательного их расчета, рис. 10.1.

Сопротивление газового тракта котельного агрегата с уравновешенной тягой складывается из сопротивления трубчатых поверхностей

нагрева, расположенных в газоходах (фестон, ширмовые и конвективные пароперегреватели, водяной экономайзер, воздухоподогреватель), местных сопротивлений (повороты в газоходе, изменение сечения и др.), сопротивления трения при движении в газоходах как в пределах парогенератора, так и вне его (на участках: котел — золоуловитель, золоуловитель — дымосос, дымосос — дымовая труба), самотяги (подъемные и опускные газоходы, дымовая труба).

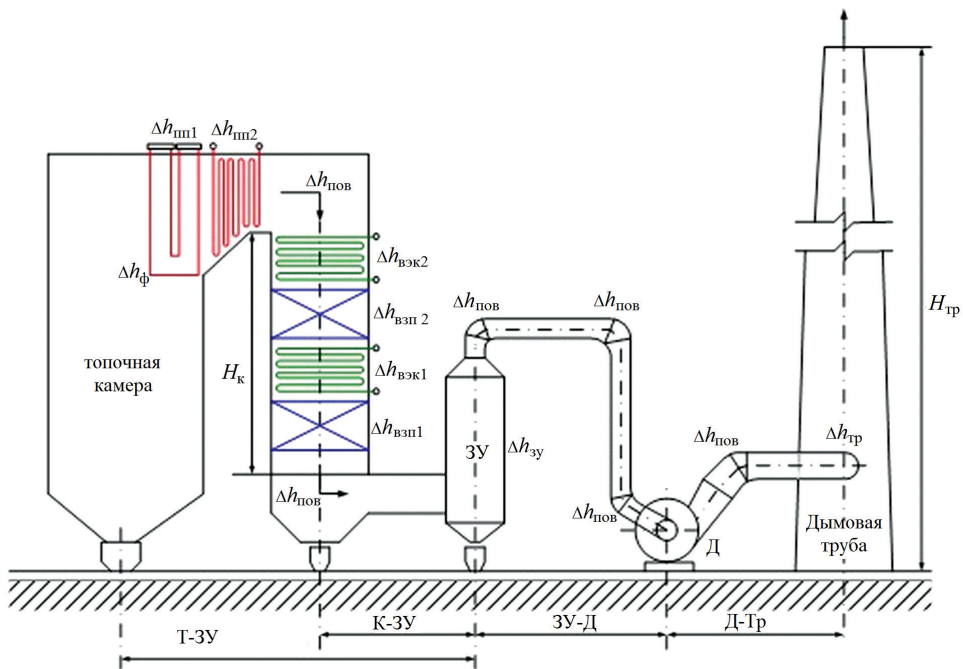


Рис. 10.1. Расчетная схема газового тракта котельной установки:

т-зу — тракт «топка—золоуловитель»; к-зу — тракт «котел—золоуловитель»;  
зу-д — тракт «золоуловитель—дымосос»; д-тр — тракт «Дымосос—дымовая труба»

Аэродинамический расчет газового тракта котла начинают с выбора разрежения в верхней части топки  $p_t''$  (обычно 20–40 кПа). Далее, используя данные теплового расчета, подсчитывают средние температуры и средние скорости газов на всех участках газового тракта. После этого составляют перечень участков, создающих сопротивление, и подсчитывают сопротивление каждого элемента. Сопротивление золоуловителя выбирают в зависимости от принятой конструкции.

Производят расчет высоты дымовой трубы. Далее подсчитывают суммарную самотягу всех вертикальных участков. Суммирование сопротивлений производят с учетом содержания летучей золы (до золоуловителя) и без нее (на участке за золоуловителем).

Расчет завершают выбором напора, производительности дымососа и мощности его привода.

### 10.1.2. Сопротивление ширмового пароперегревателя

Ширмовые (полурadiaционные) пароперегреватели фактически представляют собой ряд параллельно включенных каналов, стенки которых образованы большим количеством труб малого диаметра. Движение газов может быть направлено как поперек, так и вдоль труб. Из-за большого поперечного шага ширм их коэффициент сопротивления очень мал. Поэтому во всех случаях можно свести расчет аэродинамического сопротивления ширмового пароперегревателя ( $\Delta p_{\text{шпм}}$ , Па) к расчету сопротивления продольно-омываемого коридорного пучка труб:

$$\Delta p_{\text{шпм}} = \lambda \frac{l}{d_3} h_d, \quad (10.1)$$

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трения;  $d_3$  — эквивалентный (гидравлический) диаметр, м;  $l$  — длина труб (принимается равной высоте труб ширмового пароперегревателя), м;  $p_d = \frac{\omega_r^2}{2} \rho_r$  — динамическое давление (скоростной напор), Па;  $\omega_r$  — средняя скорость газов, м/с;  $\rho_r$  — средняя плотность газов, кг/м<sup>3</sup>.

При этом вводится ряд упрощений. Сопротивление и самотяга ширм, расположенных на выходе из топки, вообще не учитываются, т. к. при малых скоростях газов и больших шагах обе величины примерно компенсируют друг друга.

Сопротивление ширм, расположенных в газоходе, учитываются при скоростях газов, больших 10 м/с.

Для упрощения вместо эквивалентного диаметра в формулу (для продольного омывания) подставляют удвоенный шаг между ширмами ( $d_3 = 2s_1 d_3 = 2s_1$ ). Коэффициент сопротивления трения  $\lambda$  принимают с учетом увеличенной шероховатости, равной 0,04.

### 10.1.3. Сопротивление поперечно-омываемого коридорного пучка труб

Потеря давления от изменения скорости при входе в котельные пучки и при выходе из них включена в сопротивление поперечно-омываемого пучка и отдельно не учитывается.

Для расчета сопротивления поперечно-омываемого коридорного пучка труб необходимо знать среднюю скорость потока ( $w_t$ , м/с), наружный диаметр труб ( $d_n$ , мм), среднюю температуру потока ( $\vartheta_{cp}$ , °C), поперечный ( $s_1$ , мм) и продольный ( $s_2$ , мм) шаг труб. Все перечисленные данные берутся из теплового расчета котла.

Сопротивление поперечно-омываемого пучка труб, Па, как при наличии теплообмена, так и без него выражается общей формулой:

$$\Delta p_{кпп} = \xi p_d, \quad (10.2)$$

где  $\xi$  — коэффициент сопротивления;  $p_d$  — динамическое давление, Па, определяется по [9] при средних значениях скорости и температуры газов в конвективной поверхности.

Значение коэффициента сопротивления  $\xi$  зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа Re. Коэффициент сопротивления гладкотрубного коридорного пучка определяется из выражения:

$$\xi = \xi_0 z_2, \quad (10.3)$$

где  $z_2$  — количество рядов труб по глубине пучка;  $\xi_0$  — коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_n}$ ,  $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_n}$ ,  $\psi = \frac{s_1 - d_n}{s_2 - d_n}$ , а также от числа Re,  $s_1$  и  $s_2$  —

шаги труб по ширине и по глубине пучка, м;  $d_n$  — наружный диаметр труб, м.

При  $\sigma_1 \leq \sigma_2$  величина  $\xi_0$  определяется по формуле:

$$\xi_0 = \xi_{гр} C_\sigma, \quad (10.4)$$

где величины  $\xi_{гр}$  и  $C_\sigma$  определяют по [9].

При  $\sigma_1 > \sigma_2$  для  $1 < \psi \leq 8$  величина  $\xi_0$  определяется по формуле:

$$\xi_0 = \xi_{гр} C_\sigma C_{Re}, \quad (10.5)$$

где величины  $\xi_{гр}$ ,  $C_\sigma$  и  $C_{Re}$  определяют по [9].

При  $\sigma_1 > \sigma_2$  для  $8 < \psi \leq 15$  величина  $\xi_0$  определяется непосредственно по вспомогательному графику  $\xi_{0\text{шир}}$  [9] без поправочных коэффициентов —  $\xi_0 = \xi_{0\text{шир}}$ .

#### 10.1.4. Сопротивление поперечно омываемого шахматного пучка труб

Шахматное расположение пучков труб в основном характерно для поверхностей нагрева, расположенных в конвективной шахте котельного агрегата: водяной экономайзер, переходная зона, промежуточный пароперегреватель и др.

Расчет сопротивления шахматного поперечно омываемого пучка, Па, при условии  $0,1 < \varphi < 1,7$ , а также при  $\sigma_1 \leq 3$  и  $1,7 \leq \varphi \leq 6,5$  (где

$$\varphi = \frac{s_1 - d_n}{s'_2 - d_n}, \quad s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4}s_1^2 + s_2^2}; \quad s_1 \text{ и } s_2 \text{ — шаги труб по ширине и глубине}$$

пучка, м) осуществляется по выражению:

$$\Delta p_{\text{вэк}} = \Delta p_{\text{гр}} C_s C_d (z_2 + 1), \quad (10.6)$$

где  $\Delta p_{\text{гр}}$  — сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па, определяется по [9] в зависимости от средних значений скорости и температуры газов в поверхности;  $C_s$  — коэффициент формы шахматного пучка, определяется также по [9];  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_n}$ ,  $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_n}$ ;  $C_d$  — поправка

на наружный диаметр труб ( $d_n$ , м), тоже определяется по [9].

При  $\varphi > 1,7$  и  $3 < \sigma_1 \leq 10$  расчет сопротивления шахматного поперечно омываемого пучка, Па, выполняется по формуле:

$$\Delta p_{\text{вэк}} = \xi_{0\text{шир}} p_d (z_2 + 1), \quad (10.7)$$

где  $\xi_{0\text{шир}}$  — коэффициент сопротивления одного ряда труб, определяется по [9] в зависимости от величины  $\sigma_1$ ;  $p_d$  — динамическое давление, Па, определяется по [9] при средних значениях скорости и температуры газов в расчетной ступени водяного экономайзера).

#### 10.1.5. Сопротивление чугунного ребристого водяного экономайзера

Для типового чугунного экономайзера ВТИ, а также для ранее выпускавшихся экономайзеров ЦККБ (теперь ЦКТИ) с круглыми ре-



брами коэффициент сопротивления принимается в расчетах равным  $\xi = 0,5z_2$ , где  $z_2$  — число рядов труб по ходу газов.

Тогда сопротивление, Па, чугунного ребристого экономайзера определяется по выражению:

$$\Delta p_{\text{вэк}} = \xi p_{\text{д}}, \quad (10.8)$$

где  $p_{\text{д}}$  — динамическое давление, Па, определяется по средним значениям скорости и температуры газов в расчетной ступени водяного экономайзера

### 10.1.6. Сопротивление трубчатого воздухоподогревателя

Как правило, дымовые газы в трубчатых воздухоподогревателях движутся внутри труб. Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах ( $\Delta p_{\text{тр}}$ , Па) и сопротивления входа в трубы и выхода из них ( $\Delta p_{\text{изм}}$ , Па).

Из теплового расчета котла для определения сопротивления трубчатого воздухоподогревателя используются: средняя скорость газов в трубах  $\omega_{\text{г}}$ , м/с, средняя температура газов  $\vartheta_{\text{ср}}$ , °С, внутренний диаметр трубок  $d_{\text{вн}}$ , м, суммарная площадь сечения труб  $F_{\text{м}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} z_{\text{тр}}$ , м<sup>2</sup>,

площадь живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя  $F_{\text{г}} = a_{\text{ш}} b_{\text{т}}$ , м<sup>2</sup>, и высота пакета  $h_{\text{вп}}$ , м, где  $z_{\text{тр}}$  — полное число труб воздухоподогревателя для прохода газа;  $a_{\text{ш}}$ ,  $b_{\text{т}}$  — соответственно ширина конвективной шахты и ширина котла.

Сопротивление трения, Па, в трубах воздухоподогревателя определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{тр}} = C_{\text{ш}} \Delta p'_{\text{гр}} h_{\text{вп}}, \quad (10.9)$$

где  $\Delta p'_{\text{гр}}$  — потеря давления в трубах трубчатых воздухоподогревателей, Па, находится по [9] в зависимости от средней температуры газов,  $\vartheta_{\text{ср}}$ , и средней скорости газов  $\omega_{\text{г}}$ ;  $C_{\text{ш}}$  — поправка на внутренний диаметр трубок по [9] определяется по  $d_{\text{вн}}$ , м, и коэффициенту шероховатости  $k$ , значение последнего принимается по табл. форме значений абсолютной шероховатости  $k$ , рекомендуемых для расчета различных каналов.

Тип канала	Значение абсолютной шероховатости
Трубчатые воздухоподогреватели из сварных труб, пластинчатые воздухоподогреватели, цельнотянутые трубы котельных поверхностей (наружные стенки) и специальные воздухоподогреватели (с учетом загрязнения)	0,2
Газо- и воздухопроводы из листовой стали (с учетом сварных стыков)	0,4
Чугунные трубы и плиты	0,8
Сильно заржавленные стальные трубы	0,7
Кирпичная кладка на цементном растворе	в среднем 2,5 (от 0,8 до 9)
Бетонированные каналы	в среднем 2,5
Стеклянные трубы	0,0015–0,01 (в среднем 0,005)

Соппротивление, вызванное изменением скоростей газов при входе и выходе из воздухоподогревателя, Па, рассчитывается по формуле:

$$\Delta p_{\text{изм}} = m(\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) p_d, \quad (10.10)$$

где  $m$  — количество последовательно расположенных по ходу газов отдельных кубов (при числе ходов  $z_{\text{ход}} = 1$  или  $2$   $m = z_{\text{ход}}$ , при  $z_{\text{ход}} = 3$  или  $4$   $m = z_{\text{ход}} - 1$ , где  $z_{\text{ход}}$  — число ходов (кубов) воздухоподогревателя);  $\xi_{\text{вх}}$  и  $\xi_{\text{вых}}$  — сопротивления входа в воздухоподогреватель и выхода из него, определяются по [9] в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб ( $F_m$ , м<sup>2</sup>) к площади живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя ( $F_6$ , м<sup>2</sup>).

Отношение  $F_m/F_6$  может также рассчитываться по приближенной формуле:

$$\frac{F_m}{F_6} = \frac{0,785d_{\text{вн}}^2}{s_1 s_2}, \quad (10.11)$$

где  $s_1$  и  $s_2$  — шаги труб в пучке по ширине и его глубине.

Суммарное сопротивление ступени воздухоподогревателя  $\Delta h_{\text{взп}}$ , Па, определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{взп}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{изм}}. \quad (10.12)$$

### 10.1.7. Сопротивление газоходов

Расчет сопротивления газоходов, как правило, выполняют отдельно для участков «топка—золоуловитель» ( $\Delta p_{\text{гх}}^{\text{т-зл}}$ , Па) и «золоуловитель—дымовая труба» ( $\Delta p_{\text{гх}}^{\text{зл-дт}}$ , Па).

Суммарное сопротивление на произвольном  $i$ -м участке газового тракта складывается из суммы местных сопротивлений ( $\sum_{j=1}^n \Delta p_{\text{mj}}$ , Па)

и сопротивления трения ( $\Delta p_{\text{тр}}$ , Па), вычисленного по выпрямленной длине этого участка.

$$\Delta h_{\text{гх}}^i = \sum_{j=1}^n \Delta h_{\text{mj}}^i + \Delta h_{\text{тр}}^i. \quad (10.13)$$

#### *Местные сопротивления*

К местным относятся сопротивления на поворотах из топки в газоход и из газохода в газоход, при резком изменении сечения, при входе в дымовую трубу и т. д.

Произвольное местное сопротивление, Па, рассчитывается по формуле:

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} p_{\text{д}}, \quad (10.14)$$

где  $\xi_{\text{м}}$  — величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления, так:

при повороте на  $180^\circ$   $\xi_{\text{м}} = 2,0$ ;

при повороте на  $90^\circ$   $\xi_{\text{м}} = 1,0$ ;

при повороте на  $45^\circ$   $\xi_{\text{м}} = 0,5$ .

Коэффициенты сопротивления входов в дымовую трубу принимают следующие:

при плавном входе в трубу  $\xi_{\text{м}} = 0,9$ ;

при перпендикулярном подводе  $\xi_{\text{м}} = 1,4$  (можно принимать и промежуточные значения).

При известной площади живого сечения местного сопротивления значение скорости газов на входе в местное сопротивление, м/с, определяется по формуле:

$$w_{\text{г}} = \frac{B_{\text{п}} V_{\text{г}} (9_{\text{г}} + 273)}{273 f_{\text{г}}}, \quad (10.15)$$

где  $B_p$  — расчетный расход топлива, кг/с;  $V_r$  — объем газов в расчетном сечении, м<sup>3</sup>/кг;  $\vartheta_r$  — температура газов в расчетном сечении, °С (все вышеуказанные величины принимаются из теплового расчета котла);  $f_r$  — площадь живого сечения местного сопротивления, м<sup>2</sup>.

Если отсутствует возможность определения площади живого сечения местного сопротивления, то в упрощенных расчетах можно принять скорость газов  $w_r = 10\text{--}15$  м/с.

Найденные местные сопротивления далее суммируются по принадлежности к каждому из двух ранее отмеченных участков «топка — золоуловитель» ( $\sum_{j=1}^n \Delta p_{mj}^{T-3y}$ , Па) и «золоуловитель — дымовая труба»

( $\sum_{j=1}^n \Delta p_{mj}^{3y-дт}$ , Па).

### *Сопротивление трения*

Сопротивление трения возникает при движении потока в газопроводах. В обычных аэродинамических расчетах можно не учитывать поправку на теплообмен.

Для выполнения расчета должна быть составлена схема газоходов с указанием длины участков, их сечения, материала изготовления стенок, наличия поворотов, сужения и т. д. Также должна быть подсчитана скорость газов на всех участках при известной температуре газов. Скорость газов в газопроводах может быть найдена по уравнению (10.15). Если отсутствуют размеры газохода, то скорость газа можно принять  $w_r = 10\text{--}15$  м/с.

Сопротивление трения в  $i$ -м участке газохода, Па, определяется по формуле:

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d_3} p_d, \quad (10.16)$$

где  $d_3$  — эквивалентный диаметр газохода, м, подсчитывается следующим образом:

для газоходов прямоугольного сечения:

$$d_3 = \frac{2ab}{a+b}, \quad (10.17)$$

где  $a$  и  $b$  — размеры сторон газохода прямоугольного сечения, м;

для газоходов круглого сечения  $d_3$  принимается равным диаметру канала;

для газохода прямоугольного сечения с расположенным внутри пучком труб, омываемый продольным потоком газа:

$$d_3 = \frac{4(abz \frac{\pi}{4} d_n^2)}{2(a+b) + z\pi d_n}, \quad (10.18)$$

где  $z$  — полное количество труб в газоходе;  $d_n$  — наружный диаметр труб, м;  $a$  и  $b$  — размеры газохода, м;  $l$  — длина газохода, м;  $\lambda$  — коэффициент сопротивления, который выбирается в зависимости от числа  $Re = \frac{\omega_r d_3}{\nu_r}$  и отношения  $\frac{d_3}{k}$  по [9]. Здесь величину коэффициента

кинематической вязкости  $\nu_r$  определяют по таблицам теплофизических свойств дымовых газов, а величину абсолютной шероховатости  $k$  — по табл. форме. Однако если скорость газов в газопроводах и протяженность последних невелики ( $\omega_r \leq 15$  м/с,  $l \leq 100$  м), значения коэффициента  $\lambda$  для стальных нефутерованных газопроводов принимается  $\lambda = 0,02$ , а для стальных футерованных, кирпичных или бетонных каналов при  $d_3 \geq 0,9$  м  $\lambda = 0,03$ , при  $d_3 < 0,9$  м  $\lambda = 0,04$ .

Если длины участков газохода не заданы, то ориентировочно их значения можно определить по формулам, м:  
на участке от котла до золоуловителя:

$$l_{к-зу} = \frac{D_{\pi}}{(1,28 + 0,0083 D_{\pi})}, \quad (10.19)$$

на участке от золоуловителя до дымовой трубы:

$$l_{зу-дт} = \frac{D_{\pi}}{(1 + 0,007 D_{\pi})}, \quad (10.20)$$

где  $D_{\pi}$  — паропроизводительность котла, кг/с.

Величина  $p_d$  в (9.16) — динамический напор, Па, принимается по [9] в зависимости от значений скорости газов  $\omega_r$ , м/с и температуры газов на расчетном участке  $\vartheta_r$ , °С. Температура газов на участке от котла до золоуловителя принимается равной температуре уходящих газов (за воздухоподогревателем), на участке от золоуловителя до дымовой

трубы температура газов принимается равной температуре газов у дымососа,  $\vartheta_d$ , °С, которая рассчитывается по формуле:

$$\vartheta_d = \frac{\alpha_{yx} \vartheta_{yx} + \Delta \alpha t_{хв}}{\alpha_{yx} + \Delta \alpha}, \quad (10.21)$$

где  $\vartheta_{yx}$ ,  $t_{хв}$  — температура уходящих газов и холодного воздуха соответственно, °С;  $\alpha_{yx}$  — коэффициент избытка воздуха уходящих газов (за воздухоподогревателем);  $\Delta \alpha$  — присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом (принимаются в расчетах  $\Delta \alpha = 0,01$  на каждые 10 м стальных газопроводов и  $\Delta \alpha = 0,05$  на каждые 10 м кирпичных боровов). Длина всего участка «воздухоподогреватель — дымосос»  $l_{к-д}$ , м, определяется ориентировочно по формуле:

$$l_{к-д} = l_{к-зу} + 0,35l_{зу-дт}. \quad (10.22)$$

Соответственно, длина участка газохода «дымосос — дымовая труба», м, определяется как  $l_{д-дт} = 0,65l_{зу-дт}$ .

### 10.1.8. Сопротивление дымовой трубы

При искусственной тяге дымовую трубу рассчитывают как обычный газоход. Самотягу трубы рассчитывают совместно с самотягой всего газового тракта.

Суммарное сопротивление дымовой трубы, Па, складывается из сопротивления трения ( $\Delta p_{тр}$ , Па) и потери давления с выходной скоростью ( $\Delta p_{вых}$ , Па):

$$\Delta p_{дт} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{вых}. \quad (10.23)$$

При постоянном уклоне в трубе сопротивление трения определяется по формуле:

$$\Delta p_{тр} = \frac{\lambda}{8i} h_d, \quad (10.24)$$

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления трения. Среднее опытное значение  $\lambda$  для бетонных и кирпичных труб с учетом кольцевых выступов футеровки равно 0,05, для стальных труб диаметром при  $d_0 < 2$  м  $\lambda = 0,02$ , а  $d_0 \geq 2$  м  $\lambda = 0,015$  (как правило, металлические дымовые

трубы применяются диаметром  $d_0$  не более 0,8–1 м, применение металлических дымовых труб с диаметром более 1 м допускается только при обосновании технико-экономической целесообразности); для стволов из кремнебетона  $\lambda = 0,02$ , где  $d_0$  — внутренний диаметр дымовой трубы на выходе — может быть найден по формуле, м:

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{V_{\text{трб}}}{\omega_0}}, \quad (10.25)$$

где  $V_{\text{трб}}$  — расход дымовых газов через трубу,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $\omega_0$  — скорость газов в выходном сечении трубы,  $\text{м}/\text{с}$ , принимается в расчетах из диапазона 8–25  $\text{м}/\text{с}$ . Величину среднего уклона дымовой трубы можно принять равной  $i = 0,02$ .

Расход дымовых газов через трубу  $V_{\text{трб}}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , определяется согласно СН-350–66 из условия использования одной дымовой трубы на четыре котла:

$$V_{\text{трб}} = 4B_p (V_{\text{ух.г}} + \Delta\alpha V_{\text{в}}^0) \frac{\vartheta_{\text{д}} + 273}{273}, \quad (10.26)$$

где  $B_p$  — расчетный расход топлива,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $V_{\text{ух.г}}$  — объем уходящих газов (объем продуктов горения 1  $\text{кг}$  топлива за воздухоподогревателем),  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $V_{\text{в}}^0$  — теоретически необходимое для горения количество воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $\Delta\alpha$  — присосы воздуха в газопровод на участке между воздухоподогревателем и дымососом (принимается в расчетах  $\Delta\alpha = 0,01$  на каждые 10 м стальных газопроводов и  $\Delta\alpha = 0,05$  на каждые 10 м кирпичных боровов;  $\vartheta_{\text{д}}$  — температура газов перед дымососом,  $^{\circ}\text{C}$ .

Обычно высоту дымовой трубы принимают из условия обеспечения предельной концентрации загрязняющих веществ в атмосфере. Если такие расчеты не выполнялись, то высота дымовой трубы может быть ориентировочно найдена из унифицированного ряда типоразмеров дымовых труб по рис. 10.2 в зависимости от внутреннего диаметра на выходе из трубы,  $d_0$ , м.

Потеря давления с выходной скоростью, Па:

$$\Delta p_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} p_{\text{д}}. \quad (10.27)$$

Величина коэффициента сопротивления в формуле (9.27) может быть принята  $\xi_{\text{вых}} = 1$ . Значение динамического напора в формуле принимается таким же, как и в предыдущих случаях.

а

Высота труб, м	Диаметр на выходе $d_o$ , м																Испол- нение
	0,75	0,90	1,05	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	6,0	7,2	8,4	9,6	
20																	
25																	
30																	
35																	
40																	
45																	
50																	
60																	
70																	
80																	
90																	
100																	
120																	
150																	
200																	
250																	
300																	

б

Высота труб, м	Диаметр на выходе $d_o$ , м					Растяжки	
	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	Количе- ство, число ярусов	Радиус от центра трубы, м
21,4						3:1	1,0
21,6						3:1	1,0
23,3						3:1	1,0
31,8						6:2	1,6
32,0						6:2	1,6
33,8						3:1	1,6
44,2						6:2	2,2

Цилиндрические  
или  
конические

Конические

Рис. 10.2. Унифицированный ряд типоразмеров дымовых труб:

*a* — кирпичные и железобетонные; *б* — металлические; 1 — кирпичные или монолитные железобетонные; 2 — монолитные железобетонные

### 10.1.9. Самотяга

Величина самотяги, Па, любого вертикального участка газового тракта, включая дымовую трубу, может быть подсчитана по формуле:

$$h_c = \pm Hg \left( 1,23 - \rho_0 \frac{273}{\vartheta_r + 273} \right), \quad (10.28)$$

где  $H$  — высота рассчитываемого участка газохода, м;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  — ускорение свободного падения; 1,23 — плотность наружного воздуха при нормальных условиях,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\vartheta_r$  — средняя температура газов на расчетном участке;  $\rho_0$  — плотность дымовых газов при нормальных условиях,  $\text{кг/м}^3$ :

$$\rho_0 = \frac{1 - 0,01A^p + 1,306\alpha V_B^0}{V_r}, \quad (10.29)$$

где  $A^p$  — зольность топлива на рабочую массу, %;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха в дымовых газах на расчетном участке;  $V_B^0$  — теоретически необходимое количество воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $V_r$  — суммарный объем



продуктов горения при принятом избытке воздуха, при  $0^\circ\text{C}$  и 760 мм рт. ст. Значения всех указанных величин берутся из теплового расчета котла. При упрощенных расчетах плотность дымовых газов можно принимать  $\rho_0 = 1,32 \text{ кг/м}^3$ .

Расчет самотяги газового тракта котельной установки, как правило, сводят к расчету величины самотяги по формуле (10.28) для двух участков: конвективной шахты (опускного газохода,  $H_{\text{кш}}$ , м) котла и дымовой трубы ( $H_{\text{дт}}$ , м), рис. 10.3. При направлении потока вверх, что характерно для направления движения газов в дымовой трубе, самотяга положительна (знак плюс), вниз (для конвективной шахты) — отрицательна (знак минус). В первом случае она уменьшает перепад полных давлений тракта, во втором — увеличивает.

Высоту конвективной шахты ( $H_{\text{кш}}$ , м) принимают по рабочим чертежам (рис. 10.3).

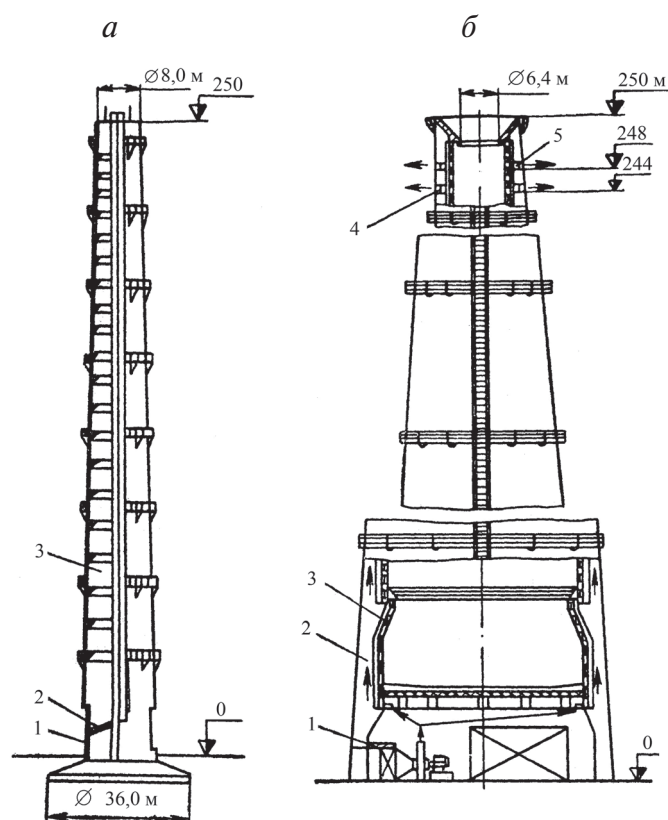


Рис. 10.3. Дымовые трубы:

*a* — железобетонная труба высотой 250 м, с диаметром устья 8 м:  
1 — цоколь; 2 — пандус;  
3 — ствол; *б* — железобетонная труба высотой 250 м с узким вентилируемым каналом:  
1 — калориферы;  
2 — железобетонный ствол; 3 — футеровка;  
4, 5 — вентиляционные окна

После подсчета самотяги всех вертикальных участков определяют суммарную самотягу котельной установки путем суммирования (с учетом знака):

$$H_c = \sum_{i=1}^n h_{ci}. \quad (10.30)$$

### 10.1.10. Расчет перепада полных давлений по газовому тракту

Суммарное сопротивление газового тракта при уравновешенной тяге определяется по формуле:

$$\Delta H = \sum \Delta h_{т-зу} (1 + \mu_{\text{мас}}) + \sum \Delta h_{3-дт}, \quad (10.31)$$

где  $\sum \Delta h_{т-зу}$  — сумма сопротивлений на участке топка—золоуловитель (сопротивление золоуловителя включительно);  $\sum \Delta h_{3-дт}$  — сумма сопротивлений на участке «золоуловитель — дымовая труба»;  $\mu_{\text{мас}}$  — массовая концентрация золы в дымовых газах (запыленность дымовых газов), кг/кг.

В упрощенных расчетах  $\sum \Delta h_{т-зу}$ , Па, подсчитывается по выражению:

$$\sum \Delta h_{т-зу} = \Delta h_{\text{шпп}} + \Delta h_{\text{кпп}} + \Delta h_{\text{вЭК I+II}} + \Delta h_{\text{взп I+II}} + \Delta h_{\text{ГХ}}^{\text{т-зу}} + \Delta h_{\text{зу}}, \quad (10.32)$$

где  $\Delta h_{\text{шпп}}$  — аэродинамическое сопротивление ширмового пароперегревателя, Па;  $\Delta h_{\text{кпп}}$  — аэродинамическое сопротивление конвективного пароперегревателя, Па;  $\Delta h_{\text{вЭК I+II}}$  — аэродинамическое сопротивление 1-й и 2-й ступени водяного экономайзера, Па (в случае одноступенчатой компоновки котла учитывается сопротивление только одной ступени);  $\Delta h_{\text{взп I+II}}$  — аэродинамическое сопротивление 1-й и 2-й ступени воздухоподогревателя, Па;  $\Delta h_{\text{ГХ}}^{\text{т-зу}}$  — сопротивление газозаходов на расчетном участке с учетом суммы местных сопротивлений и сопротивления трения, Па;  $\Delta h_{\text{зу}}$  — сопротивление золоуловителя, Па.

Значение  $\sum \Delta h_{3-дт}$  рассчитывается по формуле:

$$\sum \Delta h_{3-дт} = \Delta h_{\text{ГХ}}^{3-дт} + \Delta h_{\text{дт}}, \quad (10.33)$$

где  $\Delta h_{\text{ГХ}}^{3-дт}$  — сопротивление газозаходов (с учетом суммы местных сопротивлений и сопротивления трения) на участке «золоуловитель — дымовая труба», Па;  $\Delta h_{\text{дт}}$  — сопротивление дымовой трубы, Па.

Поправку на запыленность дымовых газов вносят только при значительной запыленности: при слоевом сжигании — только при сжигании сланцев, а при камерном сжигании — только при выполнении следующего условия:

$$10^3 \frac{a_{\text{ун}} A^{\text{p}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} > 1,4,$$

где  $A^{\text{p}}$  — содержание золы на рабочую массу топлива, %;  $a_{\text{ун}}$  — доля минеральной части топлива, уносимой в газоход;  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$  — низшая теплота, сгорания топлива, кДж/кг.

Запыленность газов  $\mu_{\text{мас}}$ , кг/кг подсчитывают по формуле:

$$\mu_{\text{мас}} = \frac{A^{\text{p}} a_{\text{ун}}}{10 \rho_0 V_{\text{г}}^{\text{ср}}}, \quad (10.34)$$

где  $\rho_0$  — плотность дымовых газов при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;  $V_{\text{г}}^{\text{ср}}$  — суммарный объем продуктов горения для среднего избытка воздуха от топки до золоуловителя при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/кг.

Перепад полных давлений по газовому тракту, Па, рассчитывается при уравновешенной тяге по формуле:

$$H_{\text{п}} = h_{\text{т}}'' + \Delta H - H_{\text{с}}, \quad (10.35)$$

где  $h_{\text{т}}''$  — разрежение на выходе из топки, Па;  $\Delta H$  — суммарное сопротивление газового тракта, Па;  $H_{\text{с}}$  — суммарная самотяга котельной установки, Па.

## 10.2. Выбор тягодутьевого оборудования

Выбор типоразмера дымососа сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и разрежение, и потребляющего наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Характеристика дымососа обычно представляет собой графические зависимости создаваемого машиной разрежения ( $H_{\text{д}}$ , Па), потребляемой мощности ( $N_{\text{д}}$ , кВт) и коэффициента полезного действия ( $\eta_{\text{д}}$ , %) от производительности ( $Q_{\text{д}}$ , м<sup>3</sup>/с).

Для обеспечения надежной работы котельного агрегата при колебаниях барометрического давления, изменениях качества топлива, из-

менений в процессе эксплуатации сопротивлений трактов характеристики тягодутьевых машин выбираются с запасом, в частности:

по производительности  $\beta_1 = 1,1$ ;

по давлению  $\beta_2 = 1,2$ .

Производительность дымососа,  $\text{м}^3/\text{с}$  — объем перемещаемых дымососом газов в единицу времени, измеренный во входном сечении, определяется по формуле:

$$Q_p^d = \beta_1 V_d, \quad (10.36)$$

где  $V_d$  — расход газов при номинальной нагрузке котла,  $\text{м}^3/\text{с}$ , рассчитывается по формуле:

$$V_d = B_p (V_{yx.g} + \Delta\alpha V_b^0) \frac{\vartheta_d + 273}{273}, \quad (10.37)$$

где  $B_p$  — расчетный расход топлива,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  $V_{yx.g}$  — объем уходящих газов (объем продуктов горения 1  $\text{кг}$  топлива за воздухоподогревателем),  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $V_b^0$  — теоретически необходимое для горения количество воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $\Delta\alpha$  — присосы воздуха в газопровод на участке между воздухоподогревателем и дымососом (принимается в расчетах  $\Delta\alpha = 0,01$  на каждые 10 м стальных газопроводов и  $\Delta\alpha = 0,05$  на каждые 10 м кирпичных боровов;  $\vartheta_d$  — температура газов перед дымососом,  $^\circ\text{C}$ .

Для обеспечения надежности работы котельной установки на один котел устанавливаются два дымососа, соответственно производительность одного дымососа ( $Q_d$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ ), по которой осуществляется выбор типоразмера машины определяется по выражению:

$$Q_d = \frac{Q_p^d}{2}. \quad (10.38)$$

Расчетный напор дымососа, Па, определяется по формуле:

$$H_d = \beta_2 H_n, \quad (10.39)$$

где  $H_n$  — перепад полных давлений по газовому тракту, Па.

По найденным значениям производительности ( $Q_d$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  (тыс.  $\text{м}^3/\text{ч}$ )) и напору ( $H_d$ , Па (мм вод. ст.)) выбирается необходимый типоразмер дымососа. Основными факторами, определяющими выбор дымососа, является КПД и удобство компоновки.

Расчетная мощность двигателя ( $N_d$ , кВт) определяется по формуле:

$$N_d = \beta_3 \frac{Q_d H_d 10^{-3}}{\eta_d}, \quad (10.40)$$

где  $\beta_3 = 1,05$  — коэффициент запаса по потребляемой мощности;  $Q_d$  — производительность дымососа,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $H_d$  — расчетный напор дымососа, Па;  $\eta_d$  — коэффициент полезного действия дымососа, (в относительных единицах).

## Вопросы к главе 10

---

1. Исходя из каких параметров выбирается тягодутьевое оборудование котельных установок?
2. Каким образом данные теплового расчета котла влияют на выбор тягодутьевого оборудования?
3. Перечислите основные элементы газозадушного тракта котла.
4. Каково назначение дымовой трубы? Какими параметрами регламентируется ее высота?
5. Что такое самотяга дымовой трубы?
6. От чего зависят потери на трение при движении потока дымовых газов через поверхности теплообмена?

---

# Список библиографических ссылок

---

1. Стырикович М. А. Катковская К. Я., Серов Е. П. Парогенераторы электростанций. М. ; Л. : Энергия, 1966. 384 с.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод / под ред. Н. В. Кузнецова, И. Е. Дубровского, В. В. Митора [и др.]. М. : Энергия, 1973. 296 с.
3. Резников М. И., Липов Ю. М. Паровые котлы тепловых электростанций: учебник. М. : Энергоиздат, 1981. 240 с.
4. Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н. Парогенераторы промышленных предприятий: учебник. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Энергия, 1978. 36 с.
5. Липов Ю. М., Третьяков Ю. М. Котельные установки и парогенераторы: учебное пособие. М. ; Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2005. 592 с.
6. Роддатис К. Ф. Котельные установки : учебное пособие. М. : Энергия, 1977. 432 с.
7. Хзмалян Д. М., Каган Я. А. Теория горения и топочные устройства: учебное пособие. М. : Энергия, 1976. 484 с.
8. Иссерлин А. С. Основы сжигания газового топлива. Ленинград: Недра, 1987. 271 с.
9. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / под ред. С. И. Мочана. 3-е изд. Л. : Энергия, 1972. 256 с.

*Учебное издание*

**Мунц** Владимир Александрович  
**Павлюк** Елена Юрьевна  
**Прошин** Александр Сергеевич

# **Котельные установки и парогенераторы**

Редактор О. В. Климова  
Верстка Е. В. Ровнушкиной

Подписано в печать 11.12.2020. Формат 70×100 1/16.  
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 16,8.  
Уч.-изд. л. 10,8. Тираж 100 экз. Заказ 241.

Издательство Уральского университета  
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ  
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5  
Тел.: 8 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41  
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ  
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4  
Тел.: 8 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13  
Факс: 8 (343) 358-93-06  
<http://print.urfu.ru>





